

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
“КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені Ігоря Сікорського”**

**Солодкий В.І., Адаменко Ю.І.,
Вовк В.В., Мініцька Н.В.**

**ПРОЕКТУВАННЯ ТА ТЕХНОЛОГІЧНЕ
ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ
ІНСТРУМЕНТАЛЬНИХ СИСТЕМ
ІНЖЕНЕРНОГО ДИЗАЙНУ
Частина I**

Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
як навчальний посібник для студентів,
які навчаються за технічними спеціальностями

КПІ ім. Ігоря Сікорського

Київ – КПІ ім. Ігоря Сікорського – 2020

Рецензенти: Петраков Ю. В. проф. д-р техн. наук, Національний технічний університет України КПІ ім. Ігоря Сікорського

Борис Р.С. доц. канд. техн. наук, Національний технічний університет України КПІ ім. Ігоря Сікорського

Відповідальний редактор: Охріменко О. А. проф. д-р техн. наук

Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського (протокол № 7 від 27.02.2020 р.) за поданням Вченої ради ММІ (протокол № 7 від 24.02.2020 р.)

Електронне мережеве навчальне видання

Солодкий Валерій Іванович, канд. техн. наук, доц.

Адаменко Юрій Іванович, канд. техн. наук, доц.

Вовк Вячеслав Володимирович, канд. техн. наук, доц.

Мініцька Наталія Валентинівна, канд. техн. наук, доц.

ПРОЕКТУВАННЯ ТА ТЕХНОЛОГІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ
ІНСТРУМЕНТАЛЬНИХ СИСТЕМ
ІНЖЕНЕРНОГО ДИЗАЙНУ
Частина I

Проектування та технологічне забезпечення інструментальних систем інженерного дизайну [Електронний ресурс] : Навчальний посібник для студентів технічних спеціальностей / В. І. Солодкий, Ю. І. Адаменко, В. В. Вовк, Н. В. Мініцька : КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 9,6 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 225 с.

У посібнику приділено значну увагу розмірним ланцюгам та точності механічного оброблення деталей. Наведено методики розрахунку та перевірки модульного інструмента на точність. Подано схеми та розрахункові залежності для конструювання та силової перевірки затискних пристроїв. Посібник є корисний здобувачам ступеня бакалавр та керівникам дипломних проєктів.

© В. І. Солодкий, Ю. І. Адаменко, В. В. Вовк, Н. В. Мініцька
© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020

ЗМІСТ

Розділ І ТЕХНОЛОГІЧНІ ПОХИБКИ

1	ПОХИБКА ОБРОБЛЕННЯ	9
2	ПОХИБКА ВИМІРЮВАННЯ	13
2.1	Допустима похибка вимірювання.....	13
2.2	Вибір засобів вимірювання.....	16
3	ПОХИБКА БАЗУВАННЯ ЗАГОТОВКИ.....	18
3.1	Призми	18
3.1.1	Похибки базування в призмі	20
3.2	Настановні пальці.....	23
4	ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ.....	27
4.1	Прийняті позначення	27
4.2	Рекомендації.....	28
5	ПОХИБКА ЗАМИКАЮЧОГО РОЗМІРА	29
5.1	Кутова схема	29
5.2	Плоска схема	34
6	ПОХИБКИ СКЛАДОВИХ ЛАНОК.....	39
6.1	Попередні розрахунки	39
6.2	Фіксовані похибки.....	41
6.2.1	Зазор у ланцюгу.....	42
6.2.2	Натяг у ланцюгу	42
6.3	Лінійний ланцюг	43

Розділ ІІ ПРОКТУВАННЯ ІНСТРУМЕНТА

7	ПОХИБКИ ВИГОТОВЛЕННЯ ІНСТРУМЕНТА	47
7.1.1	Горизонтальний напрям.....	49
7.1.2	Вертикальний напрям.....	52

7.1.3	Позначення відхилень.....	54
8	ПОХИБКА БАЗУВАННЯ РІЗАЛЬНОЇ ПЛАСТИНИ	56
8.1	Базування по штифту	56
8.2	Базування в кутовий паз	60
9	ТОКАРНИЙ РІЗЕЦЬ	65
9.1	Проектний розрахунок	65
9.2	Перевірка на жорсткість	67
10	СВЕРДЛО	69
10.1	Проектний розрахунок	69
10.2	Профіль фрези	71
11	ФРЕЗА ДИСКОВА ГОСТРОЗАТОЧЕНА	74
12	ФРЕЗА ДИСКОВА ЗАТИЛОВАНА	77
13	ФРЕЗА ДИСКОВА МОДУЛЬНА	85
13.1	Теоретично точне профілювання	86
13.2	Наближене профілювання	88
13.3	Профілювання з корегуванням	91
14	ФРЕЗА ЧЕРВ'ЯЧНА МОДУЛЬНА.....	93
15	ДОВБАЧ ПРЯМОЗУБИЙ	99
16	ФРЕЗА ЧЕРВ'ЯЧНА ШЛІЦЬОВА.....	106
17	ПРОТЯЖКА	115

Розділ III

МОДУЛЬНИЙ ІНСТРУМЕНТ

18	МОДУЛЬНИЙ ІНСТРУМЕНТ	126
18.1	Державки	126
18.2	Оправки для свердлильних патронів	129
18.3	Класи точності верстатів	137
18.4	Точність свердел	138
18.5	Компоновка модульного інструмента	140

18.6	Аналіз точності модульного інструмента	142
19	ЖОРСТКІСТЬ МОДУЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТА	150
20	БАЛАНСУВАННЯ МОДУЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТА	158
20.1	Загальні положення	158
20.2	Дисбаланс за G-класами	159
20.3	Дисбаланс за навантаженням на опори	165

Розділ IV

ПРИПУСКИ НА ОБРОБЛЕННЯ

21	Припуски на механічну обробку	171
21.1	Загальні відомості	171
21.2	Послідовність розрахунку	175
21.3	Припуски для різального інструмента	177
21.4	Приклади розрахунку припусків	180
21.4.1	Припуски на зовнішню поверхню	180
21.4.2	Припуски на внутрішню поверхню	188

Розділ V

ЗАКРІПЛЕННЯ ЗАГОТОВОК

22	СИЛИ ЗАТИСКУ ЗАГОТОВОК	195
22.1	Обробка на токарних верстатах	195
22.1.1	Закріплення в центрах	195
22.1.2	Закріплення в патронах	198
22.1.3	Закріплення в цангах	204
22.1.4	Закріплення на оправках	207
22.2	Обробка на свердлильних верстатах	213
22.2.1	Кріплення на площині прихватами	213
22.2.2	Кріплення в призмах	214
22.2.3	Торцеве кріплення у накладному кондукторі	215
22.3	Обробка на фрезерних верстатах	216

22.3.1 Кріплення боковими затискачами.....	216
22.3.2 Кріплення на площині прихватами	217
22.3.3 Кріплення на площині прихватами	218
22.3.4 Кріплення центральним торцевим затискачем..	219
ДОДАТКИ	222
Література	224

ПЕРЕДМОВА

Інструментальні системи інженерного дизайну – це сукупність технологій та систем автоматизованого проектування (САПР, CAD) для підготовки графічних моделей, креслеників і файлів, що містять всю інформацію, необхідну для виготовлення фізичного прототипу об'єкта проектування.

Інженерні споруди на зразок Бруклінського мосту, німецьких та американських автострад, естакад для потягів на магнітній подушці в Японії є прикладом інженерного дизайну.

Під час написання посібника, автори свідомо зосередили увагу на детальному розгляді прикладів. З їх досвіду головною перешкодою до успішного захисту проекту є відсутність конкретних зразків.

Розділ І

ТЕХНОЛОГІЧНІ ПОХИБКИ

1 ПОХИБКА ОБРОБЛЕННЯ

Для того, щоб виготовити деталь з похибкою, що не перевищує заданої величини, необхідно дотримуватись певних правил.

Необхідну форму та розміри деталі можливо отримати або методом пробного оброблення, або настроювання верстата на потрібний розмір. Але величина похибки значною мірою залежить від інструмента та типу оброблення.

У табл. 1.1 ... 1.6 наведені орієнтовні величини похибок оброблення для різних технологічних процесів¹.

Табл. 1.1. Похибка оброблення валів точінням

Діаметр вала, мм	Чорнове точіння				Чистове точіння			
	довжина вала, мм				довжина вала, мм			
	до 100	100...300	300...600	600...120	до 100	100...300	300...600	600...120
	забезпечуваний допуск, мм							
до 6	0,15	–	–	–	0,06	–	–	–
6...10	0,15	0,20	–	–	0,08	0,10	–	–
10...18	0,20	0,20	0,30	–	0,08	0,10	0,15	–
18...30	0,20	0,20	0,30	0,40	0,10	0,10	0,15	0,20
30...50	0,30	0,30	0,30	0,40	0,15	0,15	0,15	0,20
50...80	0,40	0,40	0,40	0,40	0,15	0,15	0,18	0,20
80...120	0,40	0,40	0,40	0,40	0,15	0,15	0,20	0,20
120...180	0,40	0,40	0,40	0,40	0,20	0,20	0,20	0,20
180...260	0,40	0,40	0,40	0,40	0,20	0,20	0,20	0,20
260...360	0,40	0,40	0,40	0,40	0,20	0,20	0,20	0,20

Приклад 1.1

Нехай необхідно обточити вал довжиною 70 мм та діаметром 100 мм з допуском на діаметр 0,05 мм. За табл. 1.1 маємо, що похибка оброблення такого вала при чистову точінні може забезпечити допуск величиною 0,15 мм.

Похибка оброблення "забезпечує" допуск 0,15 мм, що перевищує заданий допуск 0,05 мм. Отже, деталь виготовити неможливо.

¹ Практично, подвоєна величина похибки оброблення вказує на мінімальний допуск, з яким можливо обробити деталь.

Приклад 1.2

Нехай необхідно обробити шліфуванням вал довжиною 70 мм та діаметром 100 мм з допуском 0,05 мм. За табл. 1.2 маємо, що похибка оброблення такого вала при чистову шліфуванні може забезпечити допуск величиною 0,030 мм.

Отже, даний вал можливо обробити шліфуванням, так як похибка оброблення "забезпечує" допуск 0,030 мм менший заданого допуску 0,050 мм.

Табл. 1.2. Похибка оброблення валів шліфуванням

Діаметр вала, мм	Чорнове шліфування				Чистове шліфування			
	довжина вала, мм				довжина вала, мм			
	до 100	100 ... 300	300 ... 600	600 ... 1s20	до 100	100 ... 300	300 ... 600	600 ... 120
	забезпечуваний допуск, мм							
до 6	0,04	–	–	–	0,012	–	–	–
6...10	0,05	0,06	–	–	0,015	–	–	–
10...18	0,05	0,06	0,03	–	0,018	0,020	–	–
18...30	0,06	0,08	0,08	0,08	0,020	0,025	0,030	–
30...50	0,08	0,08	0,08	0,10	0,025	0,030	0,035	0,035
50...80	0,08	0,10	0,10	0,10	0,030	0,040	0,045	0,040
80...120	0,10	0,10	0,10	0,10	0,035	0,040	0,045	0,045
120...180	0,12	0,12	0,12	0,12	0,040	0,045	0,045	0,045
180...260	0,12	0,12	0,12	0,12	0,045	0,045	0,045	0,045
260...360	0,12	0,12	0,12	0,12	0,050	0,050	0,050	0,050

Табл. 1.3. Похибка оброблення пазів та канавок

Ширина канавки, мм	Чорнова обробка	Чистова обробка
	забезпечуваний допуск, мм	
6...10	0,10	0,03
10...18	0,15	0,04
18...30	0,20	0,05

Табл. 1.4. Похибка оброблення фрезеруванням

Довжина поверхні, мм	Чорнове фрезерування				Чистове фрезерування			
	дискова фреза		торцева фреза		дискова фреза		торцева фреза	
	ширина фрезерування, мм							
	до 100	100...300	до 100	100...300	до 100	100...300	до 100	100...300
	забезпечуваний допуск, мм							
	до 100	0,20	–	0,15	–	0,10	–	0,08
100...300	0,30	0,35	0,20	0,25	0,15	0,18	0,12	0,15
300...600	0,40	0,40	0,30	0,35	0,18	0,20	0,15	0,18
600...800	0,50	0,50	0,40	0,45	0,20	0,25	0,18	0,20

Табл. 1.5. Похибка оброблення отворів

Діаметр отвору, мм	Чорнове розточування, або зенкерування	Чистове розточування або зенкерування	Свердління без кондуктора	Свердління з кондуктором	Розсвердлювання	Чистове розточування, чорнове шліфування або розвертування	Чистове шліфування або розвертування	Ручне розвертування
	забезпечуваний допуск, мм							
1 ... 3	–	–	0,15	0,06	–	0,03	0,012	0,010
3 ... 6	–	–	0,15	0,07	–	0,03	0,015	0,010
3 ... 10	–	–	0,20	0,10	–	0,05	0,020	0,010
10...18	–	–	0,20	0,15	0,10	0,05	0,025	0,010
18...30	–	–	0,25	0,20	0,15	0,05	0,030	0,015
30...50	0,30	0,15	0,35	0,23	0,20	0,05	0,035	0,015
50...80	0,30	0,15	0,45	0,30	0,20	0,07	0,040	0,020
80...120	0,40	0,20	–	–	–	0,07	0,045	–
120...180	0,40	0,20	–	–	–	0,10	0,050	–
180...260	0,50	0,25	–	–	–	0,10	0,055	–

Приклад 1.3

Нехай необхідно обробити отвір діаметром 25 мм з похибкою його діаметрального розміру не більш 0,17 мм.

За табл. 1.5 маємо, що для вала діаметром 25 мм найближчою меншою до 0,17 мм (задана похибка) є похибка 0,15 мм, яка виникає при розсвердлюванні.

Отже, даний отвір можливо обробити тільки розсвердлюванням двома свердлами.

Загалом, у даному випадку можливо застосувати і розточування або ручне розвертування, які забезпечують ще меншу похибку (0,05 та 0,015 мм відповідно), але це не є економічно доцільним.

Табл. 1.6. Похибка оброблення фасонних поверхонь, мм

Довжина деталі, мм	Ширина фрези, мм			
	Чорнова обробка		Чистова обробка	
	до 120	120...180	до 120	120...180
до 100	0,25	–	0,10	–
100...300	0,35	0,45	0,15	0,20
300...600	0,45	0,50	0,20	0,25

Приклад 1.4

Перевірити, чи можливо обробити фасонну поверхню довжиною 125 мм та шириною 25 мм методом фрезерування, якщо задана похибка виготовлення не повинна перевищувати 0,2 мм.

За табл. 1.6 маємо - для деталі з заданими параметрами чистове фрезерування забезпечує можливість оброблення з похибкою в межах 0,10 мм.

Отже, деталь можливо обробити чистовим фрезеруванням. У той же час можливо стверджувати, що чорнове фрезерування теж може забезпечити задану похибку оброблення 0,2 мм, але для цього необхідно застосувати додаткові дії. Наприклад, додатково підвищити жорсткість пристрою.

2 ПОХИБКА ВИМІРЮВАННЯ

2.1 Допустима похибка вимірювання

При виборі засобу для контролю виготовленої деталі необхідно визначити допустиму похибку $t_{\text{вим}}$ вимірювального інструмента і відповідно до неї призначити (вибрати) засіб вимірювання.

Похибка засобу вимірювання $t_{\text{вим}}$

Це похибка, яку має сам засіб вимірювання (похибка яку вносить засіб у результат виміру).

Похибка вимірювання $\delta_{\text{вим}}$

Це похибка з якою виконано вимірювання. Вона складається з похибки методу вимірювання² та похибки, яку вносить сам засіб вимірювання.

Згідно до стандарту 8.051-83 найбільша допустима похибка вимірювання $\delta_{\text{вим}}$ залежить від якості ІТ виготовлення деталі і не повинна перевищувати величин, наведених у табл. 2.1.

Табл. 2.1. Похибка вимірювання, мкм

Похибка вимірювання $\delta_{\text{вим}}$ залежно від допуску ІТ								
Розмір, мм	ІТ5	$\delta_{\text{вим}}$	ІТ6	$\delta_{\text{вим}}$	ІТ7	$\delta_{\text{вим}}$	ІТ8	$\delta_{\text{вим}}$
1 ... 3	4	1,4	6	1,8	10	3,0	14	3,5
3 ... 6	5	1,4	8	2,5	12	3,5	18	4,5
6 ... 10	6	2,0	9	2,5	15	4,5	22	5,5
10 ... 18	8	2,8	11	3,0	18	2,5	27	7,0
18 ... 30	9	3,0	12	4,0	21	6,0	33	8,0
30 ... 50	11	4,0	16	4,5	25	7,0	39	10,0
50 ... 80	13	4,5	19	5,5	30	9,0	46	12,0
80 ... 120	15	5,0	22	6,0	35	10,0	54	13,0
120 ... 180	18	6,0	25	7,0	40	12,0	63	16,0
180 ... 250	20	7,0	29	9,0	46	13,0	72	18,0
150 ... 315	23	8,0	32	10,0	52	15,0	81	20,0
315 ... 400	25	9,0	36	10,0	57	17,0	89	20,0
400 ... 500	27	9,0	40	10,0	63	19,0	97	25,0

² Яка включає суб'єктивні, температурні та інші похибки.

Табл. 2.1. Продовження

Похибка вимірювання $\delta_{\text{вим}}$ залежно від допуску IT								
Розмір, мм	$IT9$	$\delta_{\text{вим}}$	$IT10$	$\delta_{\text{вим}}$	$IT11$	$\delta_{\text{вим}}$	$IT12$	$\delta_{\text{вим}}$
1 ... 3	25	6	40	8	60	12	100	20
3 ... 6	30	7	48	10	75	15	120	20
6 ... 10	36	9	58	12	90	16	150	30
10 ... 18	43	10	70	14	110	20	180	35
18 ... 30	52	13	84	14	130	25	210	40
30 ... 50	62	15	100	20	160	30	250	50
50 ... 80	74	18	120	20	190	40	300	60
80 ... 120	87	20	140	25	220	40	350	70
120 ... 180	100	25	160	30	250	50	400	80
180 ... 250	115	25	185	35	290	60	460	90
150 ... 315	130	30	210	40	320	60	520	100
315 ... 400	140	35	230	45	360	70	570	100
400 ... 500	155	35	250	50	400	80	630	120

За табл. 2.1 визначають величину найбільшої похибки, з якою допустимо проводити вимірювання деталі, тобто визначають похибку вимірювання $\delta_{\text{вим}}$. Але засіб вимірювання сам має певну похибку $t_{\text{вим}}$.

Похибка $t_{\text{вим}}$ засобу вимірювання є величиною випадковою, яка здебільшого має розподіл за законом Гауса. Прийнято, що випадкова похибка³ вимірювання $t_{\text{вим}}$ засобу вимірювання⁴ не повинна перевищувати 0,6 від похибки вимірювання $\delta_{\text{вим}}$. Тобто

$$t_{\text{вим}} = 0,6 \delta_{\text{вим}} \quad (2.1)$$

де $t_{\text{вим}}$ – випадкова похибка засобу вимірювання, яку сам засіб вимірювання вносить у результат вимірювання.

$\delta_{\text{вим}}$ – похибка вимірювання (похибка процесу вимірювання) тобто величина похибки з якою визначено результат виміру.

³ Не треба плутати похибку із допуском. Допуск – це межі задані стандартом, в яких може існувати якась величина. У той час як похибка – це відхилення від очікуваної (істинної) величини, яке отримали в результаті певних дій (наприклад, вимірювання або виготовлення).

⁴ Похибка, яку вносить сам засіб вимірювання.

У табл. 2.2 наведені похибки вимірювання $t_{\text{вим}}$, які мають найбільш поширені засоби вимірювання.

Табл. 2.2. Похибка $t_{\text{вим}}$ засобу вимірювання

Засіб вимірювання	Похибка $t_{\text{вим}}$, мм
Індикатор годинникового типу з ціною поділки 0,01 мм	0,006
Індикатор годинникового типу з ціною поділки 0,002 мм	0,0008
Мікрометр	0,004
Штангенциркуль ноніусний	0,1 ... 0,15
Штангенциркуль цифровий	2 ... 5 одиниць молодшого розряду
Важільна скоба	0,001 ... 0,0015
Засоби з цифровою індикацією	3 ... 12 одиниць молодшого розряду
Нутромір з індикатором годинникового типу з ціною поділки 0,01 мм	0,006

Приклад 2.1

Маємо вал $\varnothing 100h6$. Визначити (підібрати) інструмент для його вимірювання (контролю діаметра).

Рішення

1. Допуск T_d на виготовлення вала розміром $\varnothing 100h7$ становить $T_d = 22$ мкм.

2. За табл. 2.1 для номінального розміру 100 мм та допуску $T_d = 22$ мкм маємо допустиму похибку процесу вимірювання (контролю діаметра вала) $\delta_{\text{вим}} = 6$ мкм.

3. За залежністю (2.1) маємо допустиму похибку засобу вимірювання

$$t_{\text{вим}} = 0,6 \delta_{\text{вим}} = 0,6 \cdot 6 = 3,6 \text{ мкм.} \quad (2.2)$$

4. Отже, за табл. 2.2 в якості засобу вимірювання можливо призначити мікрометр, який має (за своєю конструкцією) похибку вимірювання $t_{\text{вим}} = 0,004 \text{ мм} = 4 \text{ мкм}$.

Приклад 2.2

Маємо отвір $\varnothing 100H6$. Визначити (підібрати) інструмент для його вимірювання (контролю діаметра).

Рішення

1. Допуск T_D на виготовлення отвору $\varnothing 100H6$ дорівнює величині $T_D = 35$ мкм.

2. За табл. 2.1 для номінального розміру 100 мм та допуску $T_D = 35$ мкм маємо допустиму похибку процесу вимірювання (контролю діаметра отвору) $\delta_{\text{вим}} = 10$ мкм.

3. За залежністю (2.1) маємо допустиму похибку засобу вимірювання

$$t_{\text{вим}} = 0,6 \delta_{\text{вим}} = 0,6 \cdot 10 = 6 \text{ мкм.} \quad (2.3)$$

4. Отже, за табл. 2.2 в якості засобу вимірювання можливо призначити нутромір з індикатором годинникового типу, який має випадкову похибку вимірювання $t_{\text{вим}} = 0,006 \text{ мм} = 6 \text{ мкм}$.

2.2 Вибір засобів вимірювання

Основними факторами, що визначають вибір засобу вимірювання є економічні та метрологічні фактори.

Економічні фактори обумовлені фінансовими затратами на виробництво продукції.

До економічних факторів належать:

- тип виробництва ⁵;
- вартість засобу вимірювання;
- термін служби засобу вимірювання;
- витрати на відновлення та ремонт;
- складність та тривалість вимірювання ;
- рівень вимог до кваліфікації контролера та ін.

⁵ В умовах одиничного або дрібносерійного виробництва переважно застосовують універсальні засоби вимірювання – мікрометри, важільні скоби, нутроміри, оптиметри та ін. В умовах масового, крупносерійного чи серійного виробництва доцільно використовувати спеціальні засоби вимірювання, у тому числі й автоматизовані та калібри.

До метрологічних факторів відносять:

- конструктивні особливості деталей, що контролюються ⁶;
- номінальний розмір та допуск розміру ⁷;
- гранична похибка засобу вимірювання ⁸.

Похибки вимірювань в табл. 2.2 вказані без знаку \pm , тобто вказані абсолютні значення граничних похибок вимірювання одиничним засобом вимірювання, іншими словами, наведені граничні значення, на які результати вимірювання можуть відрізнятися від істинного значення величини (у плюс або мінус), що вимірюється.

Важливо, що одним засобом вимірювання можна виконувати вимірювання з різною похибкою залежно від методики та умов виконання вимірювань.

Для всіх вимірювальних засобів вказують температурний режим вимірювання. Температурний режим не може сприйматися як допустиме відхилення від температури середовища 20°C або коливання температури в процесі вимірювання.

Під час вибору засобу вимірювання перевагу (відповідно до РД 80-98-86) надають накладним засобам вимірювання (через їх економичність), а не станковим.

Необхідно вибирати такі засоби вимірювання, які б забезпечували необхідну точність, не збільшуючи собівартість продукції. Чим ближче значення допустимої похибки засобу вимірювання $t_{\text{вим}}$ до значення допустимої похибки вимірювання $\delta_{\text{вим}}$, тим менш складним і більш економічно доцільним буде вимірювання.

⁶ Тобто це є внутрішні чи зовнішні поверхні; можливість доступу до вимірюваної поверхні; можливість застосування накладних чи станкових засобів вимірювання та ін.

⁷ Діапазон вимірювань має бути більшим за розмір, який вимірюється; діапазон показів засобу вимірювань має бути більшим за допуск розміру, який вимірюється.

⁸ Вона не повинна перевищувати допустимої похибки вимірювання

3 ПОХИБКА БАЗУВАННЯ ЗАГОТОВКИ

Під час оброблення деталей їх досить часто базують по циліндричних зовнішніх або внутрішніх поверхнях. У цих випадках в якості опори використовують призми, конуси, пальці та інші елементи, що дозволяють легко визначити положення осі настановної циліндричної поверхні оброблюваної деталі. Нижче розглянуто деякі найбільш типові опори цієї групи.

3.1 Призми

Призмою прийнято називати настановний (накладний) елемент 3 за рис. 3.1,а з робочою поверхнею у вигляді паза, утвореного двома площинами з кутом α , який дорівнює 90 або 120°.

Горизонтальний зсув опорних плоских поверхонь за рахунок зазору між кріпильними гвинтами 1 і отворами для них впливає на положення оброблюваної деталі (вала).

Тому на додаток до кріпильних гвинтів 1 для фіксації положення призми в пристрої, використовують два контрольні штифти 2, які без зазору припасовують як по отворах призми, так і по отворах тієї частини пристрою, на якій встановлена призма.

Прямокутний паз у вершині кута призми служить для зручності шліфування робочих площин призми. Крім робочих площин шліфованою є основа призми 3. При використанні здвоєних або декількох призм, для установки однієї деталі, робочі площини цих призм шліфують в один рівень. Фаски на торцях призми служать для безпечного очищення пристрою від стружки, а також для зручності пересування оброблюваної деталі.

Для установки ступінчастих валів застосовують декілька вузьких призм. Для установки крупних деталей застосовують чавунні або зварні призми із змінними сталевими загартованими пластинками на похилих площинах.

На кресленику призми (рис. 3.1,а) необхідно, окрім розміру C , задавати також розмір H від основи призми до центру кола D оброблюваної деталі номінального діаметру.

Розміром C користуються при розмітці і грубій обробці призм, розміром H - при контролі призми після остаточної обробки. Контроль здійснюється за допомогою спеціальної оправки, вала або шайби, обробленої під номінальний розмір.

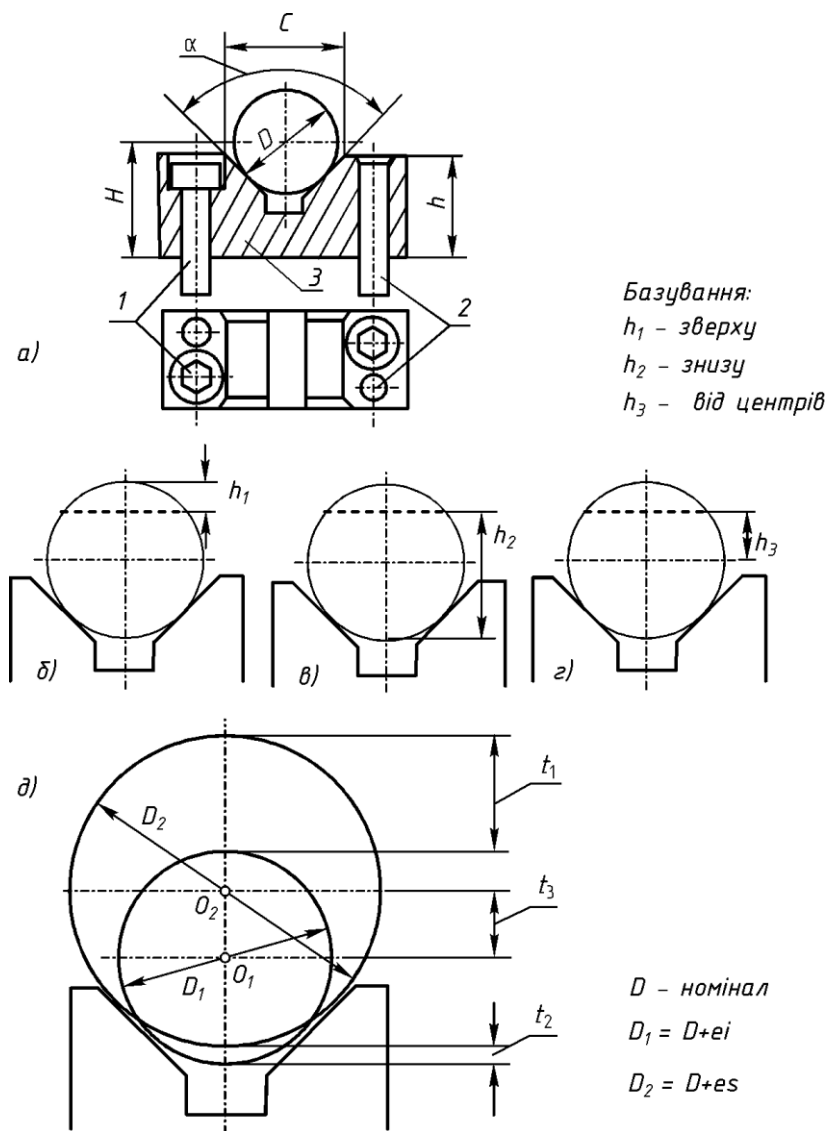


Рис. 3.1. Базування в призмі

Залежність між параметрами H, C, D та кутом α описується формулою

$$H = h + 0,5 \left(\frac{D}{\sin \frac{\alpha}{2}} - \frac{C}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \right). \quad (3.1)$$

де H, h та C – параметри за рис. 3.1.

Для призми з кутом $\alpha = 90^\circ$ ця формула приймає вигляд

$$H = h + 0,707 D + 0,5 C, \quad (3.2)$$

а для призми з кутом $\alpha = 120^\circ$

$$H = h + 0,577 D - 0,289 C. \quad (3.3)$$

3.1.1 Похибки базування в призмі

При використанні призми як настановних елементів, а отже і при конструюванні пристроїв з призмами, необхідно враховувати похибки обумовлені неточністю:

- виготовлення пристрою;
- установки деталі в пристрій;
- настройки всієї технологічної системи (оснастки).

Розглянемо деякі випадки розрахунку похибки установки при обробці деталі в призмах. У кожному з трьох випадків, приведених на рис. 3.1,б...г, потрібно витримати розмір від різних поверхонь (базових поверхонь):

- від верхньої твірної деталі (розмір h_1), відповідна похибка t_1 (рис. 3.1,б);
- від нижньої твірної (розмір h_2), відповідна похибка t_2 (рис. 3.1,в);
- від центра деталі (розмір h_3), відповідна похибка t_3 (за рис. 3.1,г).

Оскільки у всіх випадках деталь встановлюється не тими місцями, від яких задано розмір, то така установка неминуче призве-

де до виникнення похибки (t_1, t_2 або t_3), під час оброблення деталі, викликаних похибкою встановлення (установки).

Графічні побудови наведені на рис. 3.1, *д*. дозволяють розрахувати величину цих похибок.

Похибка t_1 розміру h_1 від верхньої твірної вала:

$$t_1 = \left(\frac{d_{max}}{2} + \frac{d_{max}}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} \right) - \left(\frac{d_{min}}{2} + \frac{d_{min}}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} \right) = \frac{T_d \left(1 + \sin \frac{\alpha}{2} \right)}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} \quad (3.4)$$

де T_d – допуск на виготовлення діаметра оброблюваного вала;

d_{max} – найбільший діаметр вала з урахування допуску на його виготовлення;

d_{min} – найменший діаметр вала з урахуванням допуску на його виготовлення;

α – кут призми.

Похибка t_2 розміру h_2 від нижньої твірної вала дорівнює

$$t_2 = \frac{T_d \left(1 - \sin \frac{\alpha}{2} \right)}{2 \sin \frac{\alpha}{2}}. \quad (3.5)$$

Похибка t_3 розміру h_3 від центра вала

$$t_3 = \frac{T_d}{2 \sin \frac{\alpha}{2}}. \quad (3.6)$$

Для призми з кутом $\alpha = 90^\circ$ маємо такі формули для розрахунку відповідних похибок:

$$t_1 = 1,21 T_d, \quad t_2 = 0,21 T_d, \quad t_3 = 0,71 T_d. \quad (3.7)$$

Для призми з кутом $\alpha = 120^\circ$ маємо такі формули для розрахунку відповідних похибок:

$$t_1 = 1,08 T_d, \quad t_2 = 0,08 T_d, \quad t_3 = 0,58 T_d. \quad (3.8)$$

Для призми з кутом $\alpha = 180^\circ$ (тобто вал зафіксовано на площині) маємо такі формули для розрахунку відповідних похибок:

$$t_1 = T_d, \quad t_2 = 0, \quad t_3 = 0,5 T_d. \quad (3.9)$$

Наведені похибки установки на нерухому призму обумовлені невизначеним положенням однієї з площин симетрії деталі в призмі при цілком певному положенні іншої площини симетрії деталі.

Похибка установки деталі в напрямі, паралельному основі призми (у горизонтальному напрямі перпендикулярно до осі вала), абсолютно виключається. Тому оброблення таких поверхонь як шпонкові канавки, радіальні отвори і т.п., зазвичай проводиться при установці в нерухомі призми.

Установка деталі в «куточок», тобто в призму, повернену так, що її робочі площини займають одна - горизонтальне, друга - вертикальне положення, не забезпечує заданого положення площин симетрії деталі.

Тому така установка непридатна для оброблення поверхонь, пов'язаних з площинами симетрії деталі, і цілком придатна лише для таких операцій як підрізування торців, відрізка і т. п.

Приклад 3.1

Нехай маємо вал $\varnothing 25_{-0,12}^{+0,25}$ мм встановлений у призму з кутом $\alpha = 90^\circ$. Розрахувати похибки базування для схем контролю глибини пазу (розміри h_1, h_2 або h_3) за рис. 3.1,б...г на с. 19.

Рішення

1. Мінімальний розмір d_{min} вала

$$d_{min} = d + ei = 25 + (-0,12) = 24,88 \text{ мм.} \quad (3.10)$$

2. Максимальний розмір d_{max} вала

$$d_{max} = d + es = 25 + 0,25 = 25,25 \text{ мм.} \quad (3.11)$$

3. Допуск T_d на діаметр вала

$$T_d = es - ei = 0,25 - (-0,12) = 0,37 \text{ мм.} \quad (3.12)$$

4. Похибка базування в разі контролю за рис. 3.1,б

$$t_1 = \frac{T_d \left(1 + \sin \frac{\alpha}{2}\right)}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,37 \left(1 + \sin \frac{90^\circ}{2}\right)}{2 \sin \frac{90^\circ}{2}} = 0,447 \text{ мм.} \quad (3.13)$$

5. Похибка базування у разі контролю за рис. 3.1,в

$$t_2 = \frac{T_d \left(1 - \sin \frac{\alpha}{2}\right)}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,37 \left(1 - \sin \frac{90^\circ}{2}\right)}{2 \sin \frac{90^\circ}{2}} = 0,077 \text{ мм.} \quad (3.14)$$

6. Похибка базування у разі контролю за рис. 3.1,г

$$t_3 = \frac{T_d}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,37}{2 \sin \frac{90^\circ}{2}} = 0,262 \text{ мм.} \quad (3.15)$$

7. Отже, найменша похибка базування при контролі глибини паза за схемою рис. 3.1,в та становить $\pm 0,077$ мм.

Висновки

1. Перед тим як написати розмір, за яким буде здійснюватись контроль деталі (в нашому випадку – глибина пазу) – доцільно розрахувати величину похибки базування.

2. В даному випадку найбільш точно контроль деталі буде здійснено за схемою на рис. 3.1,в.

3.2 Встановлювальні пальці

Пальцями називаються деталі пристроїв, на які оброблювана деталь надягнена своїми отворами. Зазвичай установку проводять не більше, ніж на два пальці (рис. 3.2), оскільки використання більшої кількості пальців не підвищує точності установки, а виготовлення пристрою значно ускладнюється.

Встановлювальні пальці запресовують у корпус пристрою або вільно вставляють у нього, з подальшим затягуванням гвинтом або гайкою. Застосовують також пальці об'єднані із затискними пристроями.

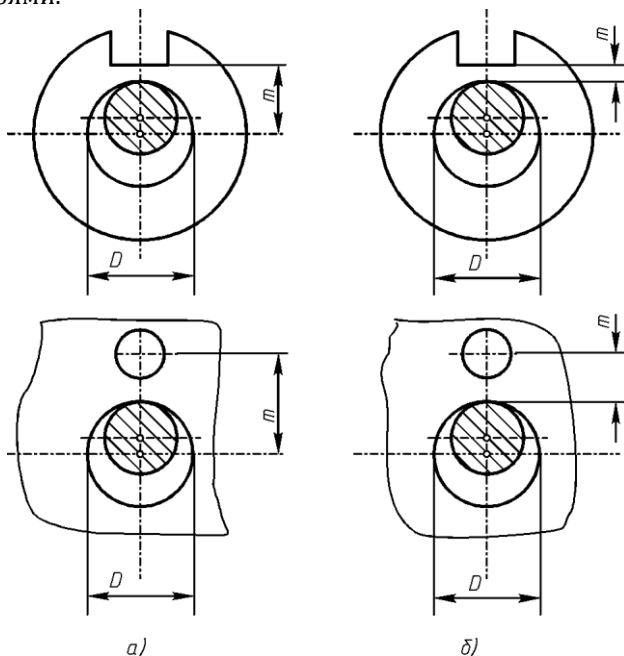


Рис. 3.2. Настановні пальці

Варіант за рис. 3.2,а

Потрібно витримати розмір m (від паза до центра отвору) при оброблюванні паза за рис. 3.2,а. Максимальна похибка на цей розмір при односторонньому зсуві деталі не буде перевищувати

$$t_m = \frac{S}{2} + \frac{T_D}{2} \quad (3.16)$$

де T_D – допуск посадкового отвору діаметром D ;

S – гарантований зазор між пальцем та деталлю.

Варіант за рис. 3.2,б

Потрібно обробити такий же паз, як в першому випадку, але розмір m витримати від паза до бічної сторони отвору за рис. 3.2,б.

У цьому випадку, при горизонтальному розташуванні встановлювальних пальців, похибка базування буде дорівнювати:

$$t_m^{\text{rop}} = 0. \quad (3.17)$$

При вертикальному розташуванні пальців (обидва пальця розташовані вертикально) будемо мати

$$t_m^{\text{вер}} = S + T_D. \quad (3.18)$$

Користуючись наведеними формулами, можна розраховувати відповідні допуски на пристрій. Наприклад, допуск на відстань від центру пальця до фрези.

Зауваження

Розглянуті вище встановлювальні пальці дозволяють правильно поставити оброблювану деталь на верстаті, але не можуть забезпечити збереження цього положення в процесі обробки, оскільки деталь під дією сил різання може бути легко зміщена з цих елементів.

Порушення положення деталі в процесі обробки, приводить до порушення положення оброблюваних поверхонь на деталі. Тому для фіксації деталі в пристрої застосовують спеціальні затиски.

Контрольні питання

1. Що таке похибка вимірювання?
2. Що таке похибка засобу вимірювання?
3. Що таке похибка базування?
4. Чи залежить похибка вимірювання від похибки засобу вимірювання?
5. Чи залежить похибка базування від кута призми?
6. Що таке встановлювальні пальці?
7. Чи залежить похибка оброблення деталі від її розмірів?
8. З яких складових елементів складаються технологічні похибки?
9. Охарактеризуйте галузь застосування призм.
10. Що таке квалітет?

Розділ II

РОЗМІРНІ ЛАНЦЮГИ

4 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Розмірні ланцюги бувають двох типів:

- ланцюг, в якому відомі похибки t_i виготовлення всіх елементів, але невідомий діапазон відхилень t_Σ заключного елемента (рис. 4.1,а);
- ланцюг в якому відомий діапазон t_Σ відхилень заключного елемента, але невідомі похибки t_i інших складових елементів ланцюга (рис. 4.1,б).

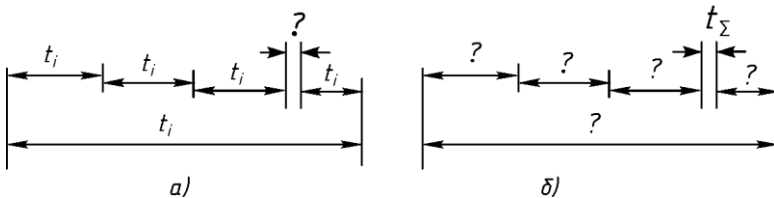


Рис. 4.1. Типи розмірних ланцюгів

4.1 Прийняті позначення

У даному розділі приймемо такі умовні позначення:

- Δ – симетрична половина заданого (відомого) допуску виготовлення елемента розмірного ланцюга. Її величина дорівнює $\Delta = \pm \frac{1}{2}T$, де T – допуск виготовлення;
- t_i – похибка виготовлення окремого елемента розмірного ланцюга (не плутати з допуском);
- t_Σ – розрахована сумарна похибка замикаючого елемента розмірного ланцюга $t_\Sigma^2 = \sum t_i^2$;
- t_F – фіксована похибка виготовлення. Наприклад, покупна (стороння) деталь виготовлена із допуском $T = 30$ мкм. Тоді фіксована похибка $t_F = \pm \frac{T}{2} = \pm \frac{30}{2} = \pm 15$ мкм;
- C – коефіцієнт впливу. Враховує положення елемента розмірного ланцюга. Наприклад, елемент розташований під кутом 30° відносно осі, тоді $C = \cos 30^\circ = 0,87$. Тобто похибка елемента впливає в напрямку осі з коефіцієнтом $C = 0,87$.

Запропонована методика заснована на теорії імовірності, за якою одночасна поява деталей з максимальними похибками виготовлення малоймовірна. Розраховані за цією методикою допуски (похибки виготовлення) є максимальними, тобто найбільшими.

4.2 Рекомендації

Рекомендація 1

Призначення допусків залежить виключно від конструктора, тому, якщо загальна похибка виготовлення t_{Σ} виходить за межі прийнятного — можна змінити допустиму похибку виготовлення t_i (величини допуск) для якогось одного або декількох елементів розмірного ланцюга.

Рекомендація 2

На протязі усіх розрахунків необхідно звіряти розраховані величини похибок (або допусків) із стандартними, щоб мати уяву відносно можливості виготовлення деталі або вузла.

Найкраще – це звіряти розраховані допуски (допустимі похибки виготовлення) із стандартними квалітетами. У загальному машинобудуванні деталі виготовляють не "точніше", ніж за 6 квалітетом, тобто IT_6 (табл. 6.2 на с. 40).

Рекомендація 3

Наявність гарантованих зазорів або натягів залежить від конкретної конструкції об'єкта проектування. Тому доцільно перед тим, як розпочати розрахунки, виявити елементи вузла, де повинні бути гарантовані зазори або натяги.

5 ПОХИБКА ЗАМИКАЮЧОГО РОЗМІРА

Нехай відомі допуски T_i виготовлення всіх елементів розмірного ланцюга. Необхідно визначити похибку t_Σ заключного елемента. Тобто необхідно визначити сумарну похибку.

Можливі декілька варіантів схем.

5.1 Кутова схема

Нехай маємо лінійний елемент l розташований під кутом α до осі x (рис. 5.1, а с. 29)

$$l = 15 \text{ мм}, \quad \alpha = 35^\circ.$$

Нехай кут α має допуск на виготовлення $T_\alpha = \pm 12'$ (отже маємо $\Delta_\alpha = T_\alpha = \pm 12'$). Визначимо вплив допуску $T_\alpha = \pm 12'$ на похибку лінійного розміру у двох напрямках:

- горизонтальному $t_\alpha^{\text{гор}}$ за віссю x ;
- та вертикальному $t_\alpha^{\text{вер}}$ за віссю y .

Зауваження

У даному прикладі припущено, що лінійний елемент має нерухому точку розташовану в початку координат. Однак, ця точка може бути розташована де завгодно, що залежить від конструкції механізму.

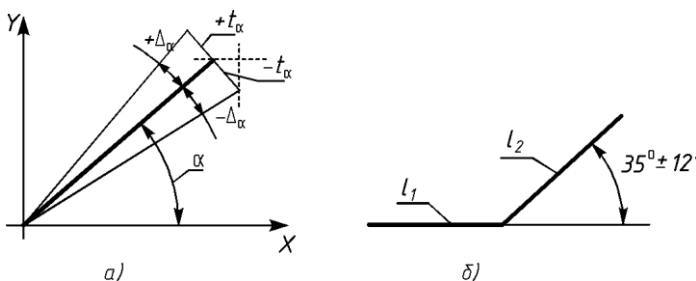


Рис. 5.1. Кутова похибка

Етап 1

Горизонтальну складову похибки t_{α}^{rop} можливо визначити із математичної залежності:

$$t_{\alpha}^{\text{rop}} = (l \operatorname{tg} \Delta_{\alpha}) \sin \alpha = (15 \operatorname{tg} 12') \sin 35^{\circ} = 0,03003 \text{ мм.} \quad (5.1)$$

Етап 2

Вертикальну складову похибки $t_{\alpha}^{\text{вер}}$ можливо визначити за формулою:

$$t_{\alpha}^{\text{вер}} = (l \operatorname{tg} \Delta_{\alpha}) \cos \alpha = (15 \operatorname{tg} 12') \cos 35^{\circ} = 0,04289 \text{ мм.} \quad (5.2)$$

Отже, з урахуванням допуску $\Delta_{\alpha} = T_{\alpha}$ на кут α , горизонтальна похибка розміру елемента l становить:

$$\begin{aligned} t_{\alpha}^{\text{rop}} &= 0,03003 \text{ мм,} \\ \text{а вертикальна} & \\ t_{\alpha}^{\text{вер}} &= 0,04289 \text{ мм.} \end{aligned} \quad (5.3)$$

Приклад 5.1

Нехай маємо розмірний ланцюг за рис. 5.1,б на с. 29 з такими складовими елементами

$$l_1 = 12_{-0,1}^{+0,15}, \quad l_2 = 15_{-0,12}^{+0,20}, \quad \alpha = 35^{\circ} \pm 12'.$$

Етап 1

Номинальні розміри лінійних елементів l_i з урахуванням допуску виготовлення

$$\begin{aligned} l_1 &= \frac{(l_1 + es_1) + (l_1 + ei_1)}{2} = \frac{(12 + 0,15) + (12 - 0,1)}{2} = \\ &= 12,025 \text{ мм,} \\ l_2 &= \frac{(l_2 + es_2) + (l_2 + ei_2)}{2} = \frac{(15 + 0,20) + (15 - 0,12)}{2} = \\ &= 15,04 \text{ мм.} \end{aligned} \quad (5.4)$$

Етап 2

Симетричне значення похибок виготовлення

$$\begin{aligned} t_1 &= \frac{es_1 - ei_2}{2} = \frac{(+0,15) - (-0,1)}{2} = \pm 0,125 \text{ мм}, \\ t_2 &= \frac{es_2 - ei_2}{2} = \frac{(+0,20) - (-0,12)}{2} = \pm 0,16 \text{ мм}. \end{aligned} \quad (5.5)$$

Етап 3

Складові елементи ланцюга з урахуванням симетричної величини їх похибки

$$\begin{aligned} l_1 &= 12,025 \pm 0,125 \text{ мм}, \\ l_2 &= 15,04 \pm 0,16 \text{ мм}. \end{aligned} \quad (5.6)$$

Етап 4

Розглянемо елемент l_1 , який орієнтовано горизонтально. Отже, горизонтальна похибка t_1^{rop} елемента l_1 дорівнює половині його похибки за (5.5)

$$t_1^{\text{rop}} = \frac{+t_1 - (-t_1)}{2} = \frac{0,125 - (-0,125)}{2} = 0,125 \text{ мм} \quad (5.7)$$

адже елемент l_1 орієнтовано горизонтально.

Вертикальна похибка $t_1^{\text{вep}}$ елемента l_1 дорівнює нулю, так як елемент l_1 орієнтований горизонтально і вертикальної складової не має.

Етап 5

Розглянемо елемент l_2 , який орієнтовано під кутом $\alpha = 35^\circ$. Горизонтальна складова t_2^{rop} похибки елемента l_2 від наявності кута α становить (рис. 5.2,а)

$$t_2^{\text{rop}} = t_2 \cos \alpha = 0,16 \cos 35^\circ = 0,131 \text{ мм}. \quad (5.8)$$

Вертикальна складова $t_2^{\text{вep}}$ похибки елемента l_2 від наявності кута α становить

$$t_2^{\text{вep}} = t_2 \sin \alpha = 0,16 \sin 35^\circ = 0,086 \text{ мм}. \quad (5.9)$$

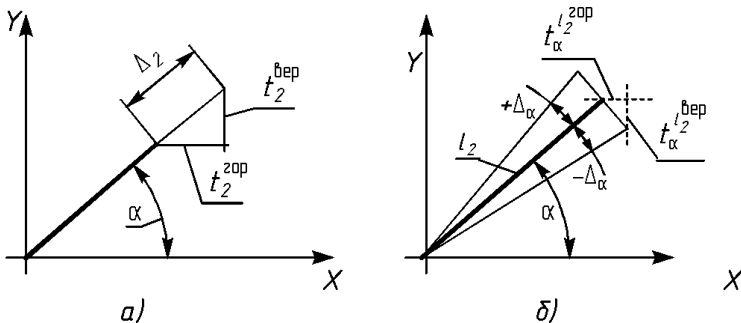


Рис. 5.2. Похибки викликані наявністю кута

Етап 6

Горизонтальна складова $t_{\alpha}^{l_2^{gor}}$ елемента l_2 з урахуванням похибки кута α становить (рис. 5.2,б)

$$\begin{aligned} t_{\alpha}^{l_2^{gor}} &= (l_2 \operatorname{tg} 12') \sin 35^{\circ} = \\ &= (15,04 \operatorname{tg} 12') \sin 35^{\circ} = 0,0301 \text{ мм.} \end{aligned} \quad (5.10)$$

Вертикальна складова $t_{\alpha}^{l_2^{ver}}$ елемента l_2 з урахуванням похибки кута α становить

$$\begin{aligned} t_{\alpha}^{l_2^{ver}} &= (l_2 \operatorname{tg} 12') \cos 35^{\circ} = \\ &= (15,04 \operatorname{tg} 12') \cos 35^{\circ} = 0,043 \text{ мм.} \end{aligned} \quad (5.11)$$

Етап 7

Квадрат сумарної горизонтальної складової $(t_{\Sigma}^{gor})^2$ похибки всього ланцюга (елементи l_1 та l_2 разом) становить

$$\begin{aligned} (t_{\Sigma}^{gor})^2 &= (t_1^{gor})^2 + (t_2^{gor})^2 + (t_{\alpha}^{l_2^{gor}})^2 = \\ &= 0,125^2 + 0,131^2 + 0,0301^2 = 0,0337 \text{ мм}^2. \end{aligned} \quad (5.12)$$

Отже, сумарна горизонтальна складова t_{Σ}^{gor} похибка всього ланцюга (елементи l_1 та l_2 разом) становить

$$t_{\Sigma}^{\text{rop}} = \sqrt{(t_{\Sigma}^{\text{rop}})^2} = \sqrt{0,0377} = 0,184 \text{ мм.} \quad (5.13)$$

Етап 8

Квадрат сумарної вертикальної складової $(t_{\Sigma}^{\text{вер}})^2$ похибки всього ланцюга (елементи l_1 та l_2 разом) становить

$$\begin{aligned} (t_{\Sigma}^{\text{вер}})^2 &= (t_1^{\text{вер}})^2 + (t_2^{\text{вер}})^2 + (t_{\alpha}^{l_2^{\text{вер}}})^2 = \\ &= 0,0^2 + 0,086^2 + 0,043^2 = 0,00925 \text{ мм}^2. \end{aligned} \quad (5.14)$$

Отже, сумарна горизонтальна складова $t_{\Sigma}^{\text{вер}}$ похибка всього ланцюга (елементи l_1 та l_2 разом) становить

$$t_{\Sigma}^{\text{вер}} = \sqrt{(t_{\Sigma}^{\text{вер}})^2} = \sqrt{0,00925} = 0,0962 \text{ мм.} \quad (5.15)$$

Етап 9

Сумарна похибка t_{Σ} складових t_{Σ}^{rop} та $t_{\Sigma}^{\text{вер}}$ суми елементів l_1 та l_2 всього розмірного ланцюга за рис. 5.1,б визначається за формулою

$$t_{\Sigma} = \sqrt{(t_{\Sigma}^{\text{rop}})^2 + (t_{\Sigma}^{\text{вер}})^2} = \sqrt{0,184^2 + 0,0962^2} = 0,208 \text{ мм.} \quad (5.16)$$

Зауваження

Параметр t_{Σ} – це саме сумарна похибка розмірного ланцюга, а не допуск на його виготовлення. До сумарної похибки входять як лінійні допуски, так і похибки викликані допусками на кутові розміри лінійного ланцюга

5.2 Плоска схема

Розглянемо схему розрахунку сумарної похибки t_{Σ} замикаючого розміру у випадку, коли відомі допуски виготовлення елементів, що складають розмірний ланцюг (варіант за рис. 4.1, а с. 27).

Зміна кожного із складових розмірів l_i на величину допуску T_i викликає зміну відповідного розміру (похибки виготовлення) на величину

$$t_i = C_i T_i \quad (5.17)$$

де C_i - коефіцієнт впливу. Його знак додатний, коли збільшення розміру l_i призводить до збільшення сумарної похибки t_{Σ} . Та від'ємний, коли навпаки:

t_i - похибка складового розміру l_i .

Приклад 5.2

Початкові дані

Нехай елементи розмірної схеми (ланцюга) за рис. 5.3 мають такі параметри:

$$l_1 = 32^{+0,15}_{-0,10} \text{ мм},$$

$$l_2 = 45^{-0,10}_{-0,25} \text{ мм},$$

$$l_3 = 71^{+0,25}_{-0,10} \text{ мм},$$

$$l_4 = 15^{+0,32}_{-0,32} \text{ мм}.$$

Етап 1

Перепишемо розміри l_i інакше. Знайдемо нові номінальні розміри з урахуванням центра полю допуску⁹:

$$l_i = \frac{(l_i + es_i) + (l_i + ei_i)}{2}. \quad (5.18)$$

Отже, маємо такі нові значення номінальних розмірів, які забезпечують симетричне розташування допусків:

⁹ Тобто такі, що забезпечують симетричні відхилення границь допусків.

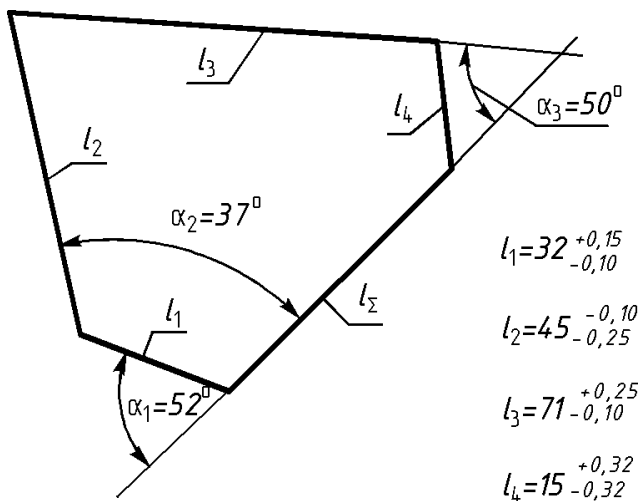


Рис. 5.3. Плоский ланцюг

$$\begin{aligned}
 l_1 &= \frac{(32 - 0,10) + (32 + 0,15)}{2} = 32,025 \text{ мм}, \\
 l_2 &= \frac{(45 - 0,10) + (45 - 0,25)}{2} = 44,825 \text{ мм}, \\
 l_2 &= \frac{(71 - 0,10) + (71 + 0,25)}{2} = 71,075 \text{ мм}, \\
 l_2 &= \frac{(15 - 0,32) + (15 + 0,32)}{2} = 15,000 \text{ мм}.
 \end{aligned}
 \tag{5.19}$$

Аналогічно перепишемо допуски T_i як симетричні похибки виготовлення t_i , прийнявши їх симетричними відносно номінального розміру l_i визначеного за (5.19):

$$\begin{aligned} t_1 &= \frac{+0,15 - (-0,10)}{2} = \pm 0,125 \text{ мм}, \\ t_2 &= \frac{-0,10 - (-0,25)}{2} = \pm 0,175 \text{ мм}, \\ t_3 &= \frac{+0,25 - (-0,10)}{2} = \pm 0,175 \text{ мм}, \\ t_4 &= \frac{+0,32 - (-0,32)}{2} = \pm 0,32 \text{ мм}. \end{aligned} \quad (5.20)$$

Етап 2

Тепер можливо остаточно переписати складові розміри l_i розірної схеми у вигляді:

$$\begin{aligned} l_1 &= 32,025 \pm 0,125 \text{ мм}, \\ l_2 &= 44,825 \pm 0,175 \text{ мм}, \\ l_3 &= 71,075 \pm 0,175 \text{ мм}, \\ l_4 &= 15 \pm 0,32 \text{ мм}. \end{aligned} \quad (5.21)$$

Етап 3

Нехай за рис. 5.3 кутові розміри мають такі параметри:

$$\alpha_1 = 52^\circ, \quad \alpha_2 = 37^\circ, \quad \alpha_3 = 50^\circ. \quad (5.22)$$

Визначимо коефіцієнти впливу C_i з урахуванням їх знаку, як проекції елементів l_i на напрям l_Σ .

Розмір l_1

При його збільшенні замикаючий елемент l_Σ буде зменшуватись. Отже, коефіцієнт впливу C_1 елемента l_1 буде мати від'ємний знак і дорівнювати

$$C_1 = -\cos \alpha_1 = -\cos 52^\circ = -0,6157. \quad (5.23)$$

Розмір l_2

При його збільшенні замикаючий елемент l_Σ буде збільшуватись. Отже, коефіцієнт впливу C_2 елемента l_2 буде мати додатний знак і дорівнювати

$$C_2 = +\cos \alpha_2 = +\cos 37^\circ = 0,7986. \quad (5.24)$$

Розмір l_3

При його збільшенні замикаючий елемент l_Σ буде збільшуватись. Отже, коефіцієнт впливу C_3 елемента l_3 буде мати додатний знак і дорівнювати

$$C_3 = +\cos \alpha_3 = +\cos 50^\circ = 0,6428. \quad (5.25)$$

Розмір l_4

При його збільшенні замикаючий елемент l_Σ буде зменшуватись. Отже, коефіцієнт впливу C_4 елемента l_4 буде мати від'ємний знак та дорівнювати

$$C_4 = -\cos(90^\circ - \alpha_3) = -\cos(90^\circ - 50^\circ) = -0,7660. \quad (5.26)$$

Етап 4

Розрахуємо номінальне значення замикаючого розміру l_Σ з урахуванням коефіцієнтів впливу C_i . Отже, номінальне значення замикаючого елемента становить

$$\begin{aligned} l_\Sigma &= l_1 C_1 + l_2 C_2 + l_3 C_3 + l_4 C_4 = \\ &= 32,025 \cdot (-0,6157) + 44,825 \cdot 0,7986 + 71,075 \cdot \\ &\quad \cdot 0,6428 + 15,000 \cdot (-0,7660) = 50,2765 \text{ мм.} \end{aligned} \quad (5.27)$$

Етап 5

Похибку t_Σ замикаючого елемента l_Σ можливо розрахувати за виразом¹⁰

¹⁰ Саме похибку, а не допуск на виготовлення.

$$(t_{\Sigma})^2 = \sum (C_i t_i)^2. \quad (5.28)$$

Відповідно до (5.28) отримаємо квадрат величини похибки замикаючого елемента розмірного ланцюга

$$\begin{aligned} (t_{\Sigma})^2 = & \\ = & (-0,6157 \cdot 0,125)^2 + (-0,7986 \cdot 0,175)^2 + \quad (5.29) \\ & + (0,6428 \cdot 0,175) + (-0,7660 \cdot 0,32)^2 = 0,0969 \text{ мм}^2. \end{aligned}$$

Звідки маємо похибку t_{Σ} замикаючого елемента l_{Σ}

$$t_{\Sigma} = \sqrt{(t_{\Sigma})^2} = \sqrt{0,0969} = 0,3113 \text{ мм}. \quad (5.30)$$

Отже, остаточно маємо

$$l_{\Sigma} = 50,2765 \pm 0,3113 = 50,28 \pm 0,31 \text{ мм}. \quad (5.31)$$

Висновки

За результатами виконаних розрахунків встановлено:

- номінальний розмір замикаючого елемента дорівнює величині

$$l_{\Sigma} = 50,28 \text{ мм};$$

- похибка замикаючого елемента не перевищує величини $t_{\Sigma} = \pm 0,31 \text{ мм}$.

Зауваження

Отримана величина похибки t_{Σ} замикаючого елемента не є допуском на його виготовлення. Це сумарна похибка, яка є сумарним результатом виготовлення складових розмірів з відповідними допусками (похибками).

Реальна величина відхилень складових елементів, виготовлених у мажах допуску, є випадковою величиною, тому похибка замикаючого елемента теж буде випадковою величиною.

6 ПОХИБКИ СКЛАДОВИХ ЛАНОК

Відомо допуск T на замикаючий елемент. Необхідно розрахувати похибки t_i (в ідеалі допуски) виготовлення складових елементів (варіант за рис. 4.1,б на с. 27).

Наприклад, похибка на позиціонування різальної кромки складеного інструмента становить (не повинна перевищувати) $\pm 0,125$ мм. Необхідно визначити допуски виготовлення окремих деталей корпусу інструмента.

6.1 Попередні розрахунки

Перед тим як почати виконувати досить громіздкі розрахунки, доцільно попередньо визначити можливі величини похибок виготовлення складових елементів за табл. 6.1 у якій:

n – загальна кількість розмірів (розмірних елементів) у розмірному ланцюгу;

T – допуск замикаючого елемента, мкм.

Табл. 6.1. Середня похибка ланцюга

n	допуск замикаючого елемента T , мм						
	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07
	орієнтовна похибка складових елементів, мкм						
4	4	8	12	16	20	25	29
5	4	7	11	14	18	22	25
6	4	7	10	13	17	20	24
7	3	6	9	13	16	19	22
8	3	6	9	12	15	17	20
9	3	5	8	11	14	16	19
10	3	5	8	10	13	16	18
11	-	5	7	10	12	15	17
12	-	5	7	9	12	14	17
13	-	-	7	9	11	14	16
14	-	-	7	9	11	13	15
15	-	-	-	8	11	13	15

Продовження таблиці на наступній сторінці

Табл. 6.1 (Продовження)

<i>n</i>	допуск замикаючого елемента <i>T</i> , мм						
	0,08	0,1	0,15	0,2	0,3	0,4	0,3
	орієнтовна похибка складових елементів, мкм						
4	32	40	60	80	120	160	200
5	29	36	55	73	110	145	182
6	27	33	50	67	100	130	170
7	25	32	47	62	94	125	156
8	23	29	43	58	87	115	145
9	22	27	40	52	81	110	135
10	21	26	39	51	76	100	130
11	20	25	37	49	74	98	120
12	19	24	35	47	70	94	120
13	18	23	34	45	68	91	113
14	18	22	33	44	65	87	110
15	17	21	31	42	63	84	105

Для порівняння у табл. 6.2 наведені значення допусків для розмірів до 400 мм, як достатньо поширених в інструментальному виробництві.

Табл. 6.2. Значення допусків (мкм) за ГОСТ 25346-89

Квалітет	Номінальні розміри, мм										
	від 3 до 6	від 6 до 10	від 10 до 18	від 18 до 30	від 30 до 50	від 50 до 80	від 80 до 120	від 120 до 180	від 180 до 250	від 250 до 315	від 315 до 400
IT5	5	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25
IT6	8	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36
IT7	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57
IT8	18	22	27	33	39	46	54	63	72	81	89
IT9	30	36	43	52	62	74	87	100	115	130	140
IT10	48	58	70	84	100	120	140	150	185	210	230
IT11	75	90	110	130	160	190	220	250	290	320	360
IT12	120	150	180	210	250	300	350	400	460	520	570
IT13	180	220	270	320	390	460	540	630	720	810	890
IT14	300	360	430	520	620	740	870	100			
IT15	480	580	700	840							

Приклад 6.1

Нехай розмірний ланцюг складається із 6 елементів. Допуск замикаючого елемента становить 0,25 мм. Тоді за табл. 6.1 маємо, що похибка t_i виготовлення кожного окремого елемента орієнтовно має бути¹¹:

$$t_i = \frac{67 + 100}{2} = 83 \text{ мкм} = 0,083 \text{ мм.} \quad (6.1)$$

Таку похибку виготовлення можливо забезпечити, застосовуючи звичайне універсальне устаткування.

Зауваження

Параметр t_i – саме похибка, а не допуск. Допуск – це різниця між найбільшим та найменшим граничними розмірами елемента $T_d = d_{max} - d_{min}$. Допуск встановлює найбільше допустиме значення похибки (відхилення). Допуск може бути нестандартним і його позначають T_d і може бути стандартним, тоді його позначають IT (International Tolerance).

Приклад 6.2

Нехай розмірний ланцюг складається із 8 елементів. Похибка замикаючого елемента становить 0,032 мм. Тоді за табл. 6.1 маємо, що похибка t_i виготовлення кожного окремого елемента орієнтовно має бути

$$t_i = 0,009 \text{ мм.}$$

Таку похибку виготовлення забезпечити, застосовуючи звичайне універсальне устаткування, досить проблематично.

6.2 Фіксовані похибки

Фіксовані похибки – це похибки, на величину яких ми не впливаємо. Насамперед, це похибки (допуски) виготовлення сторонніх деталей, які ми не виготовляємо (покупні деталі). Тому перед початком розрахунків необхідно врахувати фіксовані похибки t_F .

Також, фіксованими похибками t_F є заздалегідь відомі (задані) зазори або натяги в розмірному ланцюгу.

¹¹ У табл. 6.1 немає значення допуску 0,25 мм. Тому приймаємо середню величину для допусків між 0,2 та 0,3

6.2.1 Зазор у ланцюгу

У разі наявності в розмірному ланцюгу гарантованого зазору, його величину необхідно враховувати, під час розрахунків похибки виготовлення складових елементів ланцюга.

Приклад 6.3

Нехай відомо, що замикаючий елемент розмірного ланцюга має допуск на свій розмір, що дорівнює $T = \pm 0,2$ мм (похибка виготовлення замикаючого елемента¹² $\Delta = \frac{1}{2}T = 0,2$). Відомо, що в розмірному ланцюгу (десь між двома елементами) є гарантований зазор величиною $S = 0,07$ мм.

У такому випадку величину допуску T необхідно корегувати за схемою:

$$(T_{\text{нове}})^2 = (T_{\text{старе}})^2 - \left(\frac{S}{2}\right)^2 = 0,2^2 - \left(\frac{0,07}{2}\right)^2 = 0,03878, \quad (6.2)$$

звідки

$$T_{\text{нове}} = \sqrt{0,03878} = \pm 0,1969 \text{ мм.} \quad (6.3)$$

Отже, у подальших розрахунках необхідно приймати величину допуску рівну $T = \pm 0,1969$ мм, а не $T = \pm 0,2$ мм.

6.2.2 Натяг у ланцюгу

У разі наявності в розмірному ланцюгу гарантованого натягу, його величину необхідно враховувати під час розрахунків.

Приклад 6.4

Нехай задано, що замикаючий елемент повинен мати **допуск** свого розміру в межах $T = \pm 0,1$ мм (похибка виготовлення замикаючого елемента $\Delta = 0,01$ мм). Відомо, що у розмірному ланцюгу є гарантований натяг $N = 0,07$ мм.

У такому випадку величину допуску T необхідно корегувати за такою схемою

¹² Дивись пояснення відносно параметра Δ на с. 24.

$$\begin{aligned}(T_{\text{нове}})^2 &= (T_{\text{старе}})^2 - 0,1 \left(\frac{N}{2}\right)^2 = 0,1^2 - 0,1 \left(\frac{N}{2}\right)^2 = \\ &= 0,01 - 1,225 \cdot 10^{-4} = 9,878 \cdot 10^{-3},\end{aligned}\quad (6.4)$$

звідки

$$T_{\text{нове}} = \sqrt{9,878 \cdot 10^{-3}} = \pm 0,09939 \text{ мм.} \quad (6.5)$$

Отже, всі подальші розрахунки необхідно виконувати із новим "виправленим" значенням допуску $T = 0,09939$ мм замикаючого елемента розмірного ланцюга.

Зауваження

У разі наявності декількох зазорів або натягів їх послідовно враховують за поданими схемами.

6.3 Лінійний ланцюг

Вирішення прямої задачі розмірного ланцюга будемо виконувати за ймовірнісний метод, який забезпечує максимальні величини допустимих похибок, а відповідно і допусків.

Похибки виготовлення елементів ланцюга, визначені за цим методом, будуть найбільші¹³. Отже, виготовлення деталей буде найдешевшим.

Приклад 6.5

Нехай маємо розмірний ланцюг (рис. 6.1), до якого входять лінійні елементи із наступними параметрами:

$$\begin{aligned}l_1 &= 12^{+0,09}_{-0,05} \text{ мм}, & l_2 &= 52 \text{ мм}, & l_3 &= 25 \text{ мм}, \\ l_4 &= 75 \text{ мм}, & l_5 &= 35 \text{ мм}, & l_\Sigma &= 1^{+0,25}_{-0,1} \text{ мм}.\end{aligned}$$

¹³ Чим більша допустима похибка, тим дешевше оброблення деталі.

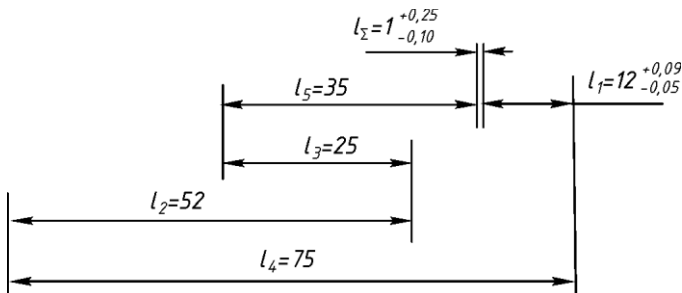


Рис. 6.1. Лінійний ланцюг

Рішення

Замикаючий елемент розмірного ланцюга повинен мати розмір $l_\Sigma = 1_{-0,1}^{+0,25}$ мм. Отже, допуск T_Σ замикаючого елемента l_Σ розмірного ланцюга дорівнює

$$T_\Sigma = \frac{es - ei}{2} = \frac{0,25 - (-0,1)}{2} = \pm 0,175 \text{ мм.} \quad (6.6)$$

Необхідно визначити допустимі похибки t_i виготовлення складових елементів (а саме l_2 ; l_3 ; l_4 та l_5), при яких похибка замикаючого елемента l_Σ буде в межах $\pm 0,175$ мм.

Етап 1

На першому етапі необхідно здійснити "виправлення" величини допуску T_Σ замикаючого елемента, з урахуванням допусків деталей виготовлених заздалегідь.

Елемент l_1 вже має допуск виготовлення (цей елемент є покупним) із заздалегідь відомим допуском на його виготовлення

$$l_1 = 12_{-0,05}^{+0,09} \text{ мм.} \quad (6.7)$$

Отже, елемент l_1 має фіксовану похибку виготовлення

$$t_{F1} = \frac{es - ei}{2} = \frac{0,09 - (-0,05)}{2} = 0,07 \text{ мм.} \quad (6.8)$$

Для того, щоб врахувати фіксовану похибку t_{F1} елемента l_1 необхідно "виправити" величину допуску T_Σ , яка має бути

$$\begin{aligned}(T_{\Sigma})^2 &:= T_{\Sigma}^2 - t_{F1}^2 = 0,175^2 - 0,07^2 = \\ &= 0,0306 - 0,0049 = 0,0257 \text{ мм.}\end{aligned}\quad (6.9)$$

Отже, "виправлена" величина допуску замикаючого розміру дорівнює

$$T_{\Sigma} := \sqrt{(T_{\Sigma})^2} = \pm 0,1603 \text{ мм.} \quad (6.10)$$

Етап 2

Розрахунок похибки t_i виготовлення окремих елементів необхідно виконати за наступними математичними залежностями:

$$\begin{aligned}t_i &= \frac{T_{\Sigma}}{\sqrt{\Sigma(L_i)^{2/3}}} \sqrt[3]{L_i}, \\ L_i &= 1,001 l_i.\end{aligned}\quad (6.11)$$

Зведемо проміжні розрахунки до таблиці

l_i , мм	L_i , мм	$L_i^{2/3}$
$l_1 = 12^{+0,09}_{-0,05}$	—	—
$l_2 = 52$	52,052	13,941
$l_3 = 25$	25,025	8,556
$l_4 = 75$	75,075	17,796
$l_5 = 35$	35,035	10,707
$\Sigma = 51,000$		

Отже, з урахуванням проміжних результатів формулу (6.11) можливо переписати у вигляді

$$t_i = \frac{T_{\Sigma}}{\sqrt{\Sigma(L_i)^{2/3}}} \sqrt[3]{L_i} = \frac{0,1603}{\sqrt{51,000}} \sqrt[3]{L_i} = 2,24 \cdot 10^{-2} \sqrt[3]{L_i}. \quad (6.12)$$

Таким чином, похибки виготовлення кожного елемента розмірного ланцюга за (6.12) дорівнює:

$l_i, \text{мм}$	$L_i, \text{мм}$	$\sqrt[3]{L_i}, \text{мм}$	$\pm t_i, \text{мм}$
$l_1 = 12_{-0,05}^{+0,09}$	—	—	$\frac{0,09 - (-0,05)}{2} = 0,070$
$l_2 = 52$	52,052	3,734	0,0839
$l_3 = 25$	25,025	2,925	0,0658
$l_4 = 75$	75,075	4,119	0,0923
$l_5 = 35$	35,035	3,272	0,0736

Перевіримо величину сумарної похибки виготовлення t_Σ елементів розмірного ланцюга

$$t_\Sigma^2 = \sum t_i^2 = 0,03021 \text{ мм}^2,$$

звідки маємо

$$t_\Sigma = \sqrt{0,03021} = \pm 0,174 \text{ мм}.$$

За результатами розрахунків сумарна похибка усіх елементів дорівнює $t_\Sigma = \pm 0,174$ мм. Заданий допуск (за залежністю 6.6) дорівнює $T_\Sigma = \pm 0,175$ мм. Отже, так як $t_\Sigma \approx T_\Sigma$ можна стверджувати, що виконані розрахунки вірні.

Остаточно розміри складових елементів розмірного ланцюга будуть дорівнювати:

$$l_1 = 12_{-0,05}^{+0,09} \text{ мм}, \quad l_2 = 52 \pm 0,083 \text{ мм}, \quad l_3 = 25 \pm 0,066 \text{ мм},$$

$$l_4 = 75 \pm 0,092 \text{ мм}, \quad l_5 = 35 \pm 0,074 \text{ мм}, \quad l_\Sigma = 1_{-0,10}^{+0,25} \text{ мм}.$$

Висновки

Отже, похибки виготовлення розмірних елементів, визначені за поданою методикою, забезпечують симетричне розташування похибки відносно номінального розміру. Такому розташуванню похибки відповідає допуск за j_s .

У разі необхідності, одну деталь (вал або отвір) приймають за основний елемент з допуском по h або H , а іншу деталь – підбирають за таблицями допусків (із збереженням типу посадки).

7 ПОХИБКИ ВИГОТОВЛЕННЯ ІНСТРУМЕНТА

Розглянемо методику розрахунку похибки виготовлення інструмента на прикладі торцевої фрези за рис. 7.1 та рис. 7.2.

Приклад 7.1

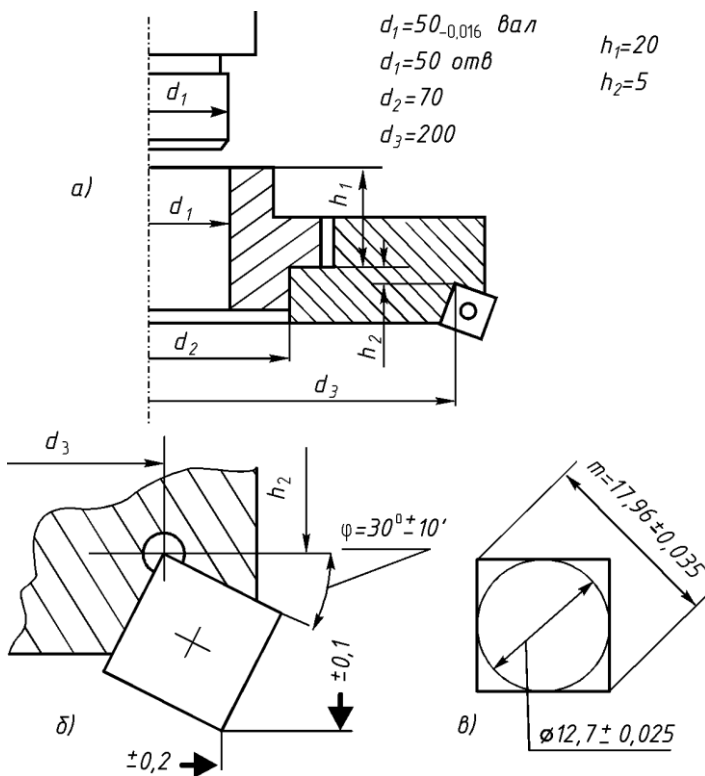


Рис. 7.1. Корпус фрези:
а – корпус; б – паз під пластину; в – різальна пластина.

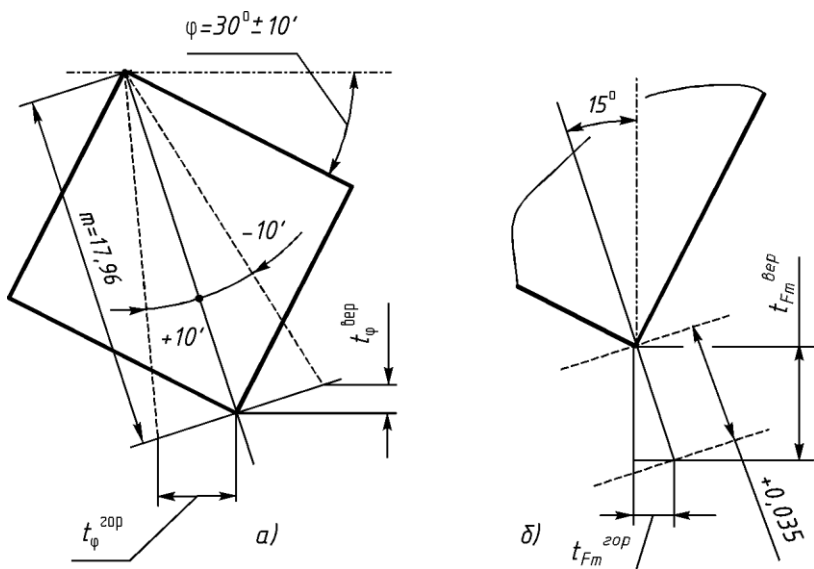


Рис. 7.2. Змінна різальна пластина:
 а – похибки викликані поворотом пластини
 на величину допуску $T_{\varphi} = \pm 10'$ кута φ ;
 б – похибки викликані допуском діагонального
 розміру $m \pm 0,035$ мм різальної пластини.

Початкові дані

- $\Delta^{\text{вер}} = \pm 0,1$ мм похибка позиціонування вершини різальної кромки у вертикальному напрямі.
- $\Delta^{\text{гор}} = \pm 0,2$ мм похибка позиціонування вершини різальної кромки у горизонтальному напрямі.
- $S = 0,1$ мм зазор між валом та отвором на діаметрі d_1 .

7.1.1 Горизонтальний напрям

Розмірний ланцюг

Визначимо похибки "горизонтального" розмірного ланцюга за рис. 7.2 та рис. 7.1:

- фіксована похибка $t_{F d_1}^{\text{роп}}$ діаметра d_1 шпинделю;
- похибка t_{d_1} отвору d_1 ;
- фіксований зазор S розміру d_1 ;
- похибка $t_{d_2}^{\text{отв}}$ отвору d_2 ;
- похибка $t_{d_2}^{\text{вал}}$ валу d_2 ;
- похибка t_{d_3} розміру d_3 ;
- фіксована горизонтальна похибка $t_{Fm}^{\text{роп}}$ діагонального розміру m різальної пластини (рис.7.2,б);
- фіксована горизонтальна похибка $t_{F\varphi}^{\text{роп}}$ кута φ нахилу різальної пластини (рис.7.2,а).

Фіксовані похибки

Перш за все визначимо елементи з фіксованою похибкою виготовлення (або з відомим допуском).

1. Розмір $d_1 = 50_{-0,016}$ шпиндель верстата. Шпиндель є стороннім, ми його не виготовляємо. Отже, для шпинделя маємо фіксовану похибку виготовлення у горизонтальному напрямі

$$t_{F d_1}^{\text{роп}} = \frac{es_{d_1} - ei_{d_1}}{2} = \frac{0,0 - (-0,016)}{2} = 0,008 \text{ мм.} \quad (7.1)$$

2. За завданням у з'єднанні d_1 повинен бути зазор величиною $S = 0,01$ мм. Отже, фіксована похибка зазору становить

$$t_S^{\text{роп}} = \frac{S}{2} = \frac{0,01}{2} = 0,005 \text{ мм.} \quad (7.2)$$

3. Допуск кута $\varphi = 30^\circ$, який дорівнює $T_\varphi = \pm 10'$, впливає на розташування вершини різальної кромки та викликає заздалегідь відому похибку (рис. 7.2,а)

$$\begin{aligned} t_{F\varphi}^{\text{роп}} &= m \operatorname{tg} T_\varphi \cos \varphi = 17,96 \operatorname{tg} 10' \cos 30^\circ = \\ &= 4,524 \cdot 10^{-2} \text{ мм.} \end{aligned} \quad (7.3)$$

4. Допуск T_m на діагональний розмір m пластини впливає на положення вершини різальної кромки та викликає заздалегідь відому похибку (рис. 7.2,б)

$$t_{Fm}^{\text{rop}} = T_m \sin 15^\circ = 0,035 \sin 15^\circ = 9,059 \cdot 10^{-3} \text{ мм.} \quad (7.4)$$

5. Сума квадратів фіксованих похибок у горизонтальному напрямі дорівнює

$$\Sigma(t_F^{\text{rop}})^2 = 2,218 \cdot 10^{-3} \text{ мм.} \quad (7.5)$$

Корегування похибки

6. За завданням похибка позиційності вершини різальної кромки, у горизонтальному напрямі, має дорівнювати $T^{\text{rop}} = \pm 0,2$ мм.

6.1. З урахуванням фіксованих похибок нове (кореговане) значення похибки позиційності, у горизонтальному напрямі, буде становити

$$\begin{aligned} (T^{\text{rop}})^2 &:= (T^{\text{rop}})^2 - (t_{Fd_1}^{\text{rop}})^2 - (t_S^{\text{rop}})^2 - (t_{F\varphi}^{\text{rop}})^2 - (t_{Fm}^{\text{rop}})^2 = \\ &= 0,2^2 - 0,008^2 - 0,005^2 - (4,524 \cdot 10^{-2})^2 - \\ &- (9,059 \cdot 10^{-3})^2 = 3,778 \cdot 10^{-2} \text{ мм}^2. \end{aligned} \quad (7.6)$$

6.2. Звідки маємо, остаточно кореговану, величину допустимої похибки позиційності вершини різальної кромки рівну

$$T^{\text{rop}} = \sqrt{(T^{\text{rop}})^2} = 1,944 \cdot 10^{-1} \text{ мм.} \quad (7.7)$$

Похибки складових розмірів

7. Похибки виготовлення t_i окремих елементів, що впливають на сумарну похибку у горизонтальну t_Σ^{rop} напрямі, розраховуємо за залежностями

$$t_i^{\text{rop}} = \frac{T^{\text{rop}}}{\sqrt{\Sigma Y_i^{2/3}}} \sqrt[3]{Y_i}, \quad (7.8)$$

$$Y_i = 1,001 l_i.$$

де l_i - номінальний розмір елемента розмірного ланцюга.

7.1. Зведемо проміжні розрахунки до таблиці

Поверхня, мм	Y_i мм	$Y_i^{2/3}$, мм
$d_1 = 50$ отв.	50,05	13,58
$d_2 = 70$ отв.	70,07	17,00
$d_2 = 70$ вал	70,07	17,00
$d_3 = 200$	200,20	34,22
		$\Sigma = 81,80$ мм

7.2. Для нашого прикладу, за (7.7) маємо $T^{\text{роп}} = 0,1944$ мм. За розрахунками викладеними у таблиці маємо

$$\sqrt{\sum Y_i^{2/3}} = \sqrt{81,80} \text{ мм.} \quad (7.9)$$

Отже, формулу (7.8) можливо представити у вигляді

$$t_i = \frac{0,1944}{\sqrt{81,80}} \sqrt[3]{Y_i} = 2,149 \cdot 10^{-2} \sqrt[3]{Y_i}. \quad (7.10)$$

7.3. Остаточню, за (7.10) отримуємо такі результати

Поверхня, мм	Y_i мм	$\sqrt[3]{Y_i}$	$\pm t_i$, мм	t_i^2 мм ²
$d_1 = 50$ отв.	50,05	3,685	0,07919	$6,271 \cdot 10^{-3}$
$d_2 = 70$ отв.	70,07	4,123	0,08860	$7,851 \cdot 10^{-3}$
$d_2 = 70$ вал	70,07	4,123	0,08860	$7,851 \cdot 10^{-3}$
$d_3 = 200$	200,20	5,890	0,12660	$1,602 \cdot 10^{-2}$
				$\Sigma = 3,799 \cdot 10^{-2}$ мм ²

8. Перевіряємо розраховані похибки t_i виготовлення за їх впливом на сумарну горизонтальну похибку $t_{\Sigma}^{\text{роп}}$

$$\begin{aligned} (t_{\Sigma}^{\text{роп}})^2 &= \sum t_i^2 + \sum (t_F^{\text{роп}})^2 = 3,799 \cdot 10^{-2} + 2,218 \cdot 10^{-3} = \\ &= 4,021 \cdot 10^{-2} \text{ мм}^2. \end{aligned} \quad (7.11)$$

Звідки

$$t_{\Sigma}^{\text{роп}} = \sqrt{(t_{\Sigma}^{\text{роп}})^2} = \pm 2,005 \cdot 10^{-1} \text{ мм.} \quad (7.12)$$

За розрахунками (7.12) маємо горизонтальну похибку $t_{\Sigma}^{\text{гор}} = \pm 0,2005$ мм, яка співпадає з допуском позиціонування різальної кромки $T^{\text{гор}} = \pm 0,2$ мм. Отже, так як $t_{\Sigma}^{\text{гор}} = T^{\text{гор}}$ можливо стверджувати, що розрахунки вірні.

7.1.2 Вертикальний напрям

Розмірний ланцюг

Визначимо похибки "вертикального" розмірного ланцюга за рис. 7.2 та рис. 7.1:

- похибка t_{h_1} розміру h_1 ;
- похибка t_{h_2} розміру h_2 ;
- фіксована вертикальна похибка $t_{Fm}^{\text{вер}}$ діагонального розміру m різальної пластини;
- фіксована вертикальна похибка $t_{F\varphi}^{\text{вер}}$ кута φ нахилу різальної пластини.

Фіксовані похибки

1. Перш за все визначимо елементи з фіксованою похибкою виготовлення (з відомим допуском).

2. Допуск кута $\varphi = 30^\circ$, який дорівнює $T_{\varphi} = \pm 10'$, впливає на розташування вершини різальної кромки та викликає заздалегідь відому похибку (рис. 7.2,а)

$$\begin{aligned} t_{F\varphi}^{\text{вер}} &= m \operatorname{tg} T_{\varphi} \sin 30^\circ = 17,96 \operatorname{tg} 10' \sin 30^\circ = \\ &= 2,612 \cdot 10^{-2} \text{ мм.} \end{aligned} \quad (7.13)$$

3. Допуск T_m на діагональний розмір m пластини, впливає на положення вершини різальної кромки та викликає заздалегідь відому похибку (рис. 7.2,б)

$$t_{Fm}^{\text{вер}} = T_m \cos \varphi = 0,035 \cos 15^\circ = 3,318 \cdot 10^{-2} \text{ мм.} \quad (7.14)$$

4. За завданням похибка позиціонування вершини різальної кромки у вертикальному напрямі має дорівнювати $T^{\text{вер}} = \pm 0,1$ мм.

4.1. З урахуванням фіксованих похибок (7.13) та (7.14), нове (кореговане) значення допуску позиціонування у вертикальному напрямі буде дорівнювати:

$$\begin{aligned}
 (T^{\text{вер}})^2 &:= (T^{\text{вер}})^2 - (t_{F\varphi}^{\text{вер}})^2 - (t_{Fm}^{\text{вер}})^2 = \\
 &= 0,1^2 - (2,612 \cdot 10^{-2})^2 - (3,318 \cdot 10^{-2})^2 = \quad (7.15) \\
 &= 8,217 \cdot 10^{-3} \text{ мм}^2.
 \end{aligned}$$

4.2. Звідки маємо, остаточно кореговану, величину допустимого допуску позиційності вершини різальної кромки рівну

$$T^{\text{вер}} = \sqrt{(T^{\text{вер}})^2} = 9,065 \cdot 10^{-2} \text{ мм.} \quad (7.16)$$

Похибки складових

5. Похибки виготовлення t_i окремих елементів, що впливають на сумарну похибку $t_{\Sigma}^{\text{вер}}$ у вертикальному напрямі розраховуємо за залежностями:

$$\begin{aligned}
 t_i^{\text{вер}} &= \frac{T^{\text{вер}}}{\sqrt{\sum Y_i^{2/3}}} \sqrt[3]{Y_i}, \\
 Y_i &= 1,001 l_i.
 \end{aligned} \quad (7.17)$$

де l_i - номінальний розмір елемента розмірного ланцюга.

Зведемо проміжні розрахунки до таблиці, в якій маємо розглянути два елементи, що впливають на вертикальну складову похибки позиційності вершини різальної кромки.

Поверхня, мм	Y_i мм	$Y_i^{2/3}$, мм	$\sqrt[3]{Y_i}$
$h_1 = 20$	20,02	7,373	2,715
$h_2 = 5$	5,005	2,926	1,711
$\Sigma = 10,30 \text{ мм}$			

Для нашого прикладу за (7.16) маємо $\Delta^{\text{top}} = 0,09065 \text{ мм}$. За розрахунками викладеними у таблиці маємо

$$\sqrt{\sum Y_i^{2/3}} = \sqrt{10,30}. \quad (7.18)$$

Отже, формулу (7.17) можливо представити у вигляді

$$t_i = \frac{0,09065}{\sqrt[3]{10,30}} \sqrt[3]{Y_i} = 2,825 \cdot 10^{-2} \sqrt[3]{Y_i}. \quad (7.19)$$

Остаточно за (7.19) отримуємо такі результати

Поверхня, мм	$\sqrt[3]{Y_i}$	$\pm t_i$, мм	t_i^2 , мм ²
$d_1 = 20$ отв.	2,715	0,07970	$6,352 \cdot 10^{-3}$
$d_2 = 5$ отв.	1,711	0,04834	$2,337 \cdot 10^{-3}$
			$\Sigma = 8,689 \cdot 10^{-3}$ мм ²

6. Перевіряємо розраховані похибки t_i виготовлення за їх впливом на сумарну вертикальну похибку $t_{\Sigma}^{\text{вер}}$

$$\begin{aligned} (t_{\Sigma}^{\text{вер}})^2 &= \sum t_i^2 + \sum t_F^2 = 8,689 \cdot 10^{-3} + 1,783 \cdot 10^{-3} = \\ &= 1,047 \cdot 10^{-2} \text{ мм}^2. \end{aligned} \quad (7.20)$$

Звідки

$$t_{\Sigma}^{\text{вер}} = \sqrt{(t_{\Sigma}^{\text{вер}})^2} = \sqrt{1,047 \cdot 10^{-2}} = 1,023 \cdot 10^{-1} \text{ мм}. \quad (7.21)$$

За розрахунками маємо $t_{\Sigma}^{\text{вер}} = 0,1023$ мм, що співпадає із вертикальною похибкою $T^{\text{вер}} = 0,1$ мм за початковими даними. Отже, так як $t_{\Sigma}^{\text{гор}} \approx T^{\text{гор}}$ можливо стверджувати, що розрахунки вірні.

7.1.3 Позначення відхилень

На кресленіку розраховані похибки виготовлення представляють як відхилення від номінального розміру за схемою

$$<\text{ном. розмір}> \pm t_i \quad (7.22)$$

Наприклад, для отвору d_2 будемо мати

$$\varnothing 70_{-0,089}^{+0,089} \quad (7.23)$$

Але це не є стандартні відхилення. За необхідністю розраховані похибки можливо привести до стандартних значень допусків.

Допуск T на розмір можна визначити як

$$T_i = 2t_i \quad (7.24)$$

У нашому прикладі

$$T = 2 \cdot 0,089 = 0,1780 \text{ мм.} \quad (7.25)$$

За таблицею допусків шукаємо значення допуску для нашого розміру $\varnothing 70$. У діапазоні 50...80 мм знаходимо допуски за квалітетами $IT10 = 0,120 \text{ мм}$ та за $IT11 = 0,190 \text{ мм}$. Приймаємо більш “точний” допуск за $IT10 = 0,120 \text{ мм}$.

Отже, на кресленнику необхідно написати

$$\begin{aligned} & \varnothing 70j_s10 \\ \text{або} & \varnothing 70j_s10 \left(\begin{smallmatrix} +0,060 \\ -0,060 \end{smallmatrix} \right). \end{aligned} \quad (7.26)$$

Зауваження. Допуски на виготовлення призначає конструктор, тому він може корегувати розрахунки у будь-який бік.

8 ПОХИБКА БАЗУВАННЯ РІЗАЛЬНОЇ ПЛАСТИНИ

Похибки виготовлення змінних багатогранних різальних пластин та елементів вузла їх кріплення призводять до появи похибок базування під час заміни або повороту різальної пластини, що викликає додаткові похибки оброблення деталі.

Похибки базування різальних пластини визначають шляхом розрахунку розмірних ланцюгів [1, 2].

8.1 Базування по штифту

Визначимо похибку базування різальної пластини неправильної шестигранної форми в корпусі різця з базуванням по штифту (рис. 8.1).

Різальна пластина закріплена наступним чином. Опорна пластина 1 встановлена у в гнізді корпусу 2 і притиснена до нього конічним пояском штифта 3. На штифт вільно насаджена різальна пластина 4 з кріпильним отвором. Загвинчування кріпильного гвинта 5 призводить до переміщення клина 6, який однією робочою поверхнею спирається на паз у корпусі, а іншою притискає різальну пластину до нерухомого штифта.

Складають розмірний ланцюг, який визначає положення вершини різальної пластини залежно від розмірів деталей різця. Складовими ланками розмірного ланцюга за рис. 8.1 є:

- розмір t різальної пластини
- розмір $d/2$, де d – діаметр вписаного кола пластини;
- розмір n – відхилення від співвісності осей отвору і вписаного кола;
- розмір $d_1/2$, де d_1 – діаметр кріпильного отвору пластини;
- розмір y – розрахунковий теоретичний розмір.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга є розмір Δ_y . Номінальний розмір замикальної ланки дорівнює нулю, а її допуск визначається допусками складових ланок. Будемо вважати, що корпус та опорний штифт є постійними для даного різця, тому похибки їх виготовлення та встановлення можна не враховувати.

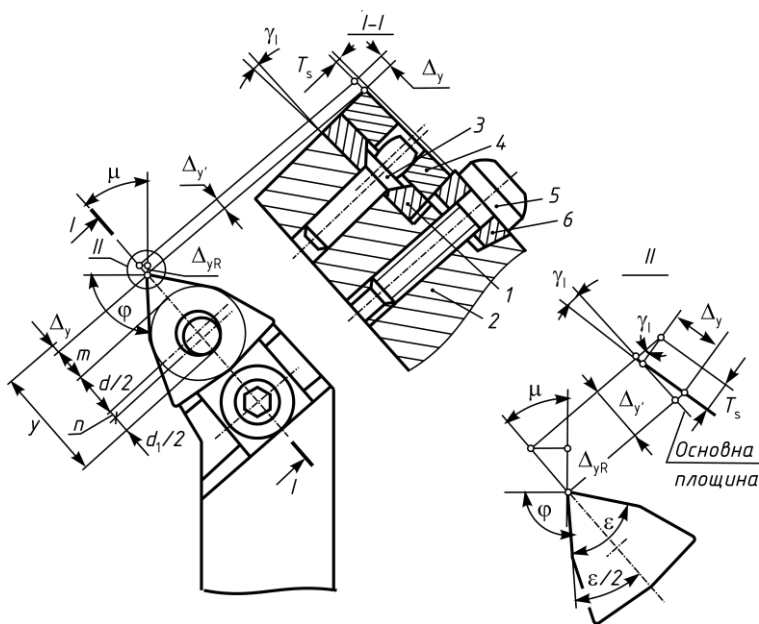


Рис. 8.1. Схема розрахунку похибки базування пластини по штифту:

1 - опорна пластина; 2 - корпус різця;
3 - штифт; 4 - різальна пластина; 5 - гвинт; 6 - клин.

Похибку базування визначають шляхом додавання допусків складових ланок за ймовірнісним методом. Приймаємо, що розподілення похибок відповідає нормальному закону, тоді маємо:

$$\Delta_y = \sqrt{T_m^2 + T_{0,5d}^2 + T_n^2 + T_{0,5d1}^2}, \quad (8.1)$$

де T_m – допуск на розмір m пластини,
 $T_{0,5d}$ – допуск на половину діаметра вписаного кола;
 T_n – допуск на відхилення від співвісності осей отвору і вписаного кола;
 $T_{0,5d1}$ – допуск на половину діаметра отвору пластини.

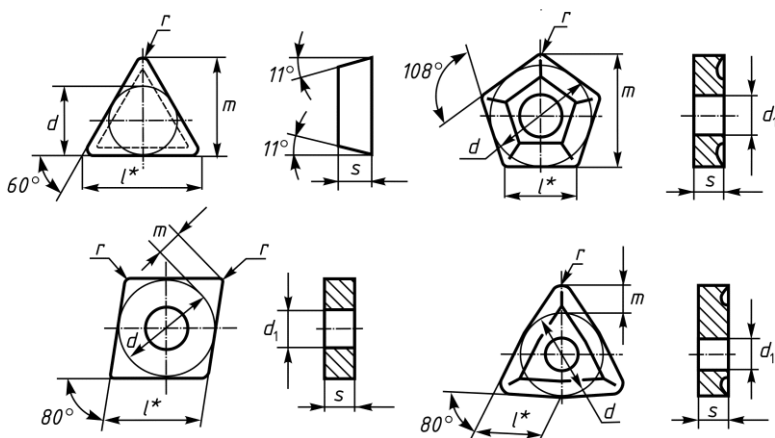


Рис. 8.2. Конструктивні елементи різальних пластин

Табл. 8.1. Граничні відхилення розмірів різальних пластин

Параметр	Значення	Класи допусків						
		буквене позначення						
		<i>U</i>	<i>M(D)*</i>	<i>K</i>	<i>G</i>	<i>E</i>	<i>C</i>	<i>A</i>
		цифрове позначення						
		1	2	7	3	5	4	6
Діаметр вписаного кола <i>d</i> , мм	... 10	±0,08	±0,05	±0,05	±0,025	±0,025	±0,025	±0,025
	10,0...12,7	±0,13	±0,08	±0,08				
	12,7...22,25	±0,18	±0,10	±0,10				
	22,25...30,0	±0,25	±0,13	±0,13				
Розмір <i>m</i> при діаметрі <i>d</i> , мм	... 10	±0,13	±0,11	±0,13	±0,025	±0,025	±0,013	±0,005
	10,0...12,7	±0,20	±0,15					
	12,7...22,25	±0,27	±0,18					
	22,25...30,0	±0,38	-					
Товщина <i>s</i>		±0,13	±0,13	±0,025	±0,13	±0,025	±0,025	±0,025
Радіус при вершині <i>r</i>		±0,10	±0,10	-	±0,10	±0,01	±0,10	-
Діаметр отвору <i>d</i> ₁ , мм		±0,13	±0,10	-	±0,10	±0,10	±0,10	-
Відхилення від симетричності отвору відносно задніх поверхонь		0,100	0,100	0,100	0,200	0,200	0,200	0,200
Задній кут <i>α</i> , мін		±30	±30	±20	±20	±20	±20	±20
*Допуск <i>M</i> вказано для пластини форми <i>D</i> (ромбічної з кутом при вершині 55°)								

Числові значення допусків вибирають за ГОСТ 19086-80. Конструктивні параметри різальних пластин різної форми наведені на рис. 8.2, а граничні відхилення на лінійні та кутові розміри пластин – в табл. (8.1).

Ланка Δ_y у натуральну величину визначається вздовж осі симетрії різальної пластини (переріз $I-I$ на рис. 8.1). Причому похибка визначається не в основній площині, а в площині передньої поверхні (точніше, у площині, паралельній до опорної площини пластини).

Завдяки наявності переднього кута γ та кута нахилу різальної кромки λ передня площина є площиною загального положення. Необхідно також враховувати похибку, яка залежить від допуску на товщину пластини T_s . Отже, похибка базування $\Delta_{y'}$ в основній площині визначається за формулою:

$$\Delta_{y'} = \Delta_y \cdot \cos \gamma_I + T_s \cdot \sin \gamma_I, \quad (8.2)$$

де T_s – допуск на товщину s пластини;
 γ_I – кут у площині $I-I$.

Кут γ_I у площині $I-I$ визначають за формулою:

$$\operatorname{tg} \gamma_I = \operatorname{tg} \gamma \cdot \cos \varphi + \operatorname{tg} \lambda \cdot \sin \varphi, \quad (8.3)$$

де γ – головний передній кут;
 φ – головний кут у плані;
 λ – кут нахилу різальної кромки.

Практичний інтерес має похибка базування різця в радіальному напрямі, тобто в напрямі, перпендикулярному до осі обертання деталі на верстаті. Адже ця похибка визначає дійсний виліт різця і впливає на розмір обробленої деталі. Радіальну похибку базування пластини можна визначити за формулою:

$$\Delta_{yR} = \Delta_{y'} \cdot \cos \mu, \quad (8.4)$$

де μ – кут між напрямком похибки $\Delta_{y'}$ і радіальним напрямком Δ_{yR} в плані.

Кут μ визначають за формулою:

$$\mu = \left(\varphi + \frac{\varepsilon}{2} \right) - 90^\circ, \quad (8.5)$$

де ε – кут при вершині різальної пластини.

Тоді остаточно, з урахуванням попередніх формул, маємо:

$$\Delta_{yR} = \left(\sqrt{T_{0,5d1}^2 + T_{0,5d}^2 + T_n^2 + T_m^2} \cdot \cos \gamma_I + T_s \sin \gamma_I \right) \cdot \cos \mu, \quad (8.6)$$

8.2 Базування в кутовий паз

У кутовому пазу гнізда корпусу різальна пластини може бути закріплена у різний спосіб: прихватом, L -подібним важелем, косою тягою, штифтом на рухомій підкладці, гвинтом через фасонний отвір тощо (рис. 8.3).

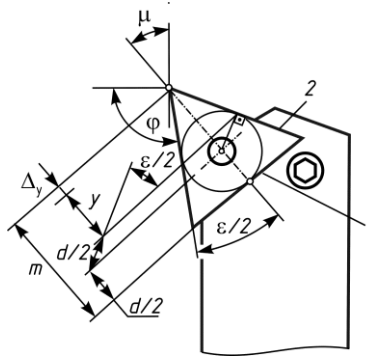


Рис. 8.3. Схема розрахунку похибки базування пластини в кутовий паз

Складаємо розмірний ланцюг, який визначає положення вершини різальної пластини залежно від розмірів деталей різця. Складовими ланками розмірного ланцюга є:

- розмір m різальної пластини (для пластин з непарною кількістю граней – це розмір від вершини пластини до протилежної її сторони);

- розмір $d/2$ у напрямку опорної поверхні 1 гнізда під пластину, де d – діаметр вписаного кола пластини;
- розмір $d/2$ у напрямку опорної поверхні 2 гнізда під пластину;
- розмір u – розрахунковий теоретичний розмір.

Замикальною ланкою є розмір Δ_y , що лежить вздовж осі симетрії різальної пластини. Номінальний розмір ланки Δ_y дорівнює нулю, а її допуск визначається допусками складових ланок.

Розмір посадкового отвору (у разі його наявності), величина співвідносності осі отвору та вписаного кола на похибку позиціонування пластини не впливають, тому вони відсутні у розмірному ланцюгу. Отже, знаходимо похибку базування шляхом додавання допусків складових ланок у проекції на вісь симетрії пластини за ймовірнісним методом. Приймаємо, що розподілення похибок відповідає нормальному закону (закону Гауса), тоді маємо:

$$\Delta_R = \sqrt{T_{0,5d}^2 + T_m^2 + (T_{0,5d} \cdot \sin \frac{\varepsilon}{2})^2} \quad (8.7)$$

У подальшому похибка базування змінної багатогранної пластини визначається за формулами 8.2 ... 8.6.

Приклад 8.1

Визначити похибку базування різальної пластини в корпусі збірного різця.

Початкові дані

Код пластини	–	різальна пластина: 02113 – 080404 ВП1255 ГОСТ 19047-80
Кріплення пластини	–	кріплення пластини за схемою P з використанням клина та затискного гвинта (рис. 8.1);
$\varphi = 93^\circ$	–	головний кут в плані;
$\gamma = 8^\circ$	–	передній кут;
$\lambda = 6^\circ$	–	кут нахилу різальної кромки.

Етап 1

Параметри різальної пластини.

Визначення параметрів пластини за умовним позначенням

- 02113 – 080404 ВП1255 ГОСТ 19047-80
- 02 (W) – форма пластини шестигранна з кутом при вершині $\varepsilon = 80^\circ$;
- 1 – задній кут пластини $\alpha = 0^\circ$;
- 1 – клас допуску U ;
- 3 – конструктивні особливості: без сружколамних канавок, з кріпильним отвором
- 08 – довжина головної різальної кромки $l \approx 8,7$ мм;
- 4 – робоча товщина пластини $s \approx 4,76$ мм;
- 04 – радіус округлення при вершині різальної кромки $r \approx 0,4$ мм;
- ВП1255 – матеріал пластини: твердий сплав з покриттям

Етап 2

Складання ескізу різця в зборі. За завданням кріплення пластини виконано за схемою P з використанням клина та затискного гвинта (рис. 8.1).

Етап 3

Складання розмірного ланцюга.

За ГОСТ 19047-80 вибираємо номінальні розміри складових ланок. За табл. 8.1 для класу допуску U вибираємо допуски складових ланок:

- розмір $m = 3,306$ мм, допуск $T_m = \pm 0,13$ мм;
- діаметр вписаного кола $d = 12,700$ мм, допуск на діаметр кола $T_d = \pm 0,08$ мм;
- діаметр кріпильного отвору: $d_1 = 5,16$ мм, допуск на діаметр отвору $T_{d1} = \pm 0,13$ мм;
- робоча товщина пластини $s = 4,76$ мм, допуск на товщину пластини $T_s = \pm 0,13$ мм;
- відхилення від співвісності осей отвору і вписаного кола $T_n = 0,100$ мм (відхилення від симетричності отвору відносно задніх поверхонь);

Етап 4

Розрахунок допоміжних параметрів.

- Передній кут γ_1 в площині $I-I$ визначаємо за отриманою раніш формулою (8.3):

$$\operatorname{tg} \gamma_I = \operatorname{tg} \gamma \cdot \cos \varphi + \operatorname{tg} \lambda. \quad (8.8)$$

Відповідно:

$$\gamma_I = 5^\circ 34'. \quad (8.9)$$

Кут між віссю симетрії пластини та радіальним напрямком в плані μ визначаємо за формулою 8.5:

$$\mu = \left(\varphi + \frac{\varepsilon}{2} \right) - 90^\circ = \left(93^\circ + \frac{80}{2} \right) - 90^\circ = 43^\circ. \quad (8.10)$$

Етап 5

Розрахунок похибки базування.

Розрахунок ведемо за формулою (8.6):

$$\begin{aligned} \Delta_{yR} &= \left(\sqrt{T_{0,5d1}^2 + T_{0,5d}^2 + T_n^2 + T_m^2 \cdot \cos \gamma_I + T_s \sin \gamma_I} \right) \cdot \\ &\cdot \cos \mu = \left(\sqrt{0,26^2 + 0,08^2 + 0,1^2 + 0,13^2} \right) \cdot \\ &\cdot \cos 5^\circ 34' + 0,26 \cdot \sin 5^\circ 34' \cdot \cos 43^\circ = 0,250 \text{ мм}. \end{aligned} \quad (8.11)$$

Отже похибка базування змінної різальної пластини в напрямку, перпендикулярному до осі оброблюваної деталі складає 0,25 мм.

Контрольні питання

1. Що таке розмірний ланцюг?
2. Назвіть типи розмірних ланцюгів.
3. Які похибки притаманні змінній різальній пластині?
4. Що таке лінійні елементи розмірного ланцюга?
5. Що таке кутові елементи розмірного ланцюга?
6. Назвіть типи фіксованих похибок.
7. Яким чином враховують фіксований зазор розмірного ланцюга?
8. Яким чином враховують фіксований натяг розмірного ланцюга?
9. Як позначають допустимі відхилення на кресленику?
10. Як визначити сумарну похибку?

Розділ III

КОНСТРУЮВАННЯ ІНСТРУМЕНТА

9 ТОКАРНИЙ РІЗЕЦЬ

9.1 Проектний розрахунок

Під час розрахунку поперечного переріз токарного різця, необхідно приймати до уваги: властивості оброблюваного матеріалу та геометричні параметри майбутнього інструмента.

Початкові дані

HB = 215	–	твердість оброблюваного матеріалу;
$s = 0,12$ мм/об	–	подача, мм/об;
$t = 1,25$ мм	–	глибина різання, мм;
$\varphi = 45^\circ$	–	головний кут у плані;
$l = 35$ мм		виліт інструмента (відстань від вершини різця до опорної поверхні різцетримача);
чистове	–	тип оброблення;
прямокутна	–	форма перерізу оправки різця.

Рішення

1. Головне зусилля різання P_z

$$P_z = 30 t s^{0,75} HB^{0,35} = 30 \cdot 1,25 \cdot 0,12^{0,75} \cdot 215^{0,35} = 50 \text{ кгс} = 490 \text{ Н.} \quad (9.1)$$

2. Момент спротиву W , який повинен мати різець, щоб витримати навантаження які виникають під час роботи

$$[W] = \frac{P_z l}{\sigma_{tool}}. \quad (9.2)$$

де σ_{tool} – допустима величина навантаження, яка залежить від величини головного кута в плані φ .

Допустима величина навантаження σ_{tool} для матеріалу оправки різця залежить від головного кута у плані:

φ°	30	45	60	75	90
σ_{tool} кг/мм ²	24	20	16	13	11
σ_{tool} МПа	235	196	156	127	108

За умовами $\varphi = 45^\circ$. Отже, $\sigma_{\text{tool}} = 20 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2} = 196 \text{ МПа}$. Отже, за початкових умов маємо

$$[W] = \frac{P_z l}{\sigma_{\text{tool}}} = \frac{50 \cdot 35}{20} = 87,5 \text{ мм}^2. \quad (9.3)$$

3. Розрахунковий момент спротиву різця залежить від форми поперечного перерізу державки інструмента:

- для різця прямокутного перерізу (шириною B , висотою H)

$$W = \frac{B \cdot H}{6} \text{ мм}^2. \quad (9.4)$$

- для різця круглого перерізу (діаметром d)

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \text{ мм}^2. \quad (9.5)$$

За початковими умовами різець має прямокутний переріз, отже для подальших розрахунків приймаємо формулу (9.4)

4. Прирівнявши (9.3) до (9.4) отримаємо

$$[W] = W$$

або

$$[87,5] = \frac{B \cdot H}{6}. \quad (9.6)$$

4.1. Отримане рівняння має два невідомі параметра B та H . Співвідношення між параметрами B та H залежить від типу оброблення

$H = 1,6B$	– чорнове оброблення
$H = 1,25B$	– чистове оброблення
$H = B$	– верстати з ЧПК

За умовами маємо чистовий тип оброблення. Отже, приймаємо

$$H = 1,25B \quad (9.7)$$

Тоді залежність (9.4) з урахуванням (9.6) можливо переписати у вигляді

$$[87,5] = \frac{B (1,25 B)}{6} = \frac{1,25 B^2}{6} \quad (9.8)$$

Звідки маємо можливість розрахувати ширину B оправки різця прямокутного перерізу

$$B = \sqrt{\frac{87,5 \cdot 6}{1,25}} = 20,5 \text{ мм.} \quad (9.9)$$

З урахуванням (9.7) отримаємо параметр H

$$H = 1,25B = 1,25 \cdot 20,5 = 25,6 \text{ мм.} \quad (9.10)$$

5. Розміри державки різців стандартизовано. Отже, відповідно до діючих нормативів та отриманих розмірів ($B = 20,5$ та $H = 25,6$) підбираємо розміри державки токарного різця

$B, \text{мм}$	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32
$H = 1,25B, \text{мм}$	–	6	8	10	12	16	20	25	32	40
$H = 1,6B, \text{мм}$	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50

Остаточно приймаємо наступні параметри токарного різця:

ширина оправки	$B = 20 \text{ мм}$
висота оправки	$H = 25 \text{ мм}$

9.2 Перевірка на жорсткість

Під дією зусиль різання вершина різця вигинається змінюючи своє положення. Результатом прогину вершини є зміна діаметра оброблюваної деталі.

Перевірку різця на жорсткість можливо провести в такій послідовності.

1. Момент інерції оправки:

– для прямокутного різця дорівнює

$$J = \frac{BH^2}{12} ; \quad (9.11)$$

– для різця з круглою державкою

$$J = 0,05 d^4. \quad (9.12)$$

2. Найбільше навантаження P_z^{max} , яке є допустимим з вимог жорсткості

$$P_z^{max} = \frac{3 f E J}{l^3} \quad (9.13)$$

де f – допустима величина прогину.

- $f = 0,1$ мм для чорнового оброблення;

- $f = 0,05$ м м для чистового оброблення.

E – модуль пружності.

Для звичайних різців $E = 20000 \dots 22000$ кг/мм²;

J – момент інерції різця;

l – відстань від вершини різця до опори різцетримача.

3. Отже, для чистового різця з поперечними розмірами 20×25 та відстанню, від вершини різця до опори різцетримача $l = 35$ мм, найбільше допустиме навантаження становить:

$$\begin{aligned} P_z^{max} &= \frac{3 \cdot f \cdot E \cdot J}{l^3} = \frac{3 \cdot f \cdot E \cdot B \cdot H^2}{12 l^3} = \\ &= \frac{3 \cdot 0,1 \cdot 21000 \cdot 20 \cdot 25^2}{12 \cdot 35^3} = 219 \text{ кгс} = 2,148 \text{ кН}. \end{aligned} \quad (9.14)$$

10 СВЕРДЛО

10.1 Проектний розрахунок

Основними параметрами, що впливають на розміри свердла (окрім діаметра оброблюваного отвору) є режими різання та властивості оброблюваного матеріалу.

Початкові дані

$D = 23,5$ мм – діаметр оброблюваного отвору;
 $HB = 150$ – твердість оброблюваного матеріалу;
матеріал – сталь конструкційна.

Рішення

1. Найбільша величина подачі, з якою може працювати майбутнє свердло

$$s = 0,045D^{0,6} = 0,045 \cdot 23,5^{0,6} = 0,299 = 0,3 \text{ мм/об.} \quad (10.1)$$

2. Крутний момент, що виникає під час роботи свердла

$$M_{кр} = C_{pz} D^2 s^{0,8} HB^{0,7} \quad (10.2)$$

де $C_{pz} = 0,8$ – звичайна конструкційна сталь;
 $C_{pz} = 0,7$ – легко оброблювана сталь;
 $C_{pz} = 0,9$ – вуглецева сталь.

Отже, для конструкційної сталі маємо

$$\begin{aligned} M_{кр} &= C_{pz} D^2 s^{0,8} HB^{0,7} = 0,8 \cdot 23,5^2 \cdot 0,3^{0,8} \cdot 150^{0,7} = \\ &= 5626 \text{ кгс} \cdot \text{мм} = 5,626 \text{ кгс} \cdot \text{м} = 55 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned} \quad (10.3)$$

3. Осьове зусилля різання

$$P_o = C_{px} D s^{0,7} HB^{0,75} \quad (10.4)$$

де $C_{px} = 1,5$ – звичайна конструкційна сталь;
 $C_{px} = 1,35$ – легко оброблювана сталь;

$C_{px} = 1,65$ – вуглецева сталь.

Отже, для конструкційної сталі маємо

$$P_o = C_{px} D s^{0,7} H B^{0,75} = 1,5 \cdot 23,5 \cdot 0,3^{0,7} \cdot 150^{0,75} = 650 \text{ кгс} = 6,38 \text{ кН.} \quad (10.5)$$

3. Середній діаметр конуса Морзе

$$d_{\text{сер}} = \frac{6 M_{\text{кр}} \sin \vartheta}{\mu P_o (1 - 0,2)} = \frac{6 \cdot 5626 \cdot \sin(1^\circ 30')}{0,096 \cdot 650 \cdot (1 - 0,2)} = 17,70 \text{ мм.} \quad (10.6)$$

де $\mu = 0,096$ – коефіцієнт тертя між хвостовиком свердла і отвором шпинделя;

$\vartheta = 1^\circ 30'$ – кут конуса Морзе (опосередковано).

4. Маючи середній діаметр $d_{\text{сер}}$ конуса Морзе підбираємо стандартний конус Морзе

$d_{\text{сер}}, \text{мм}$	7,65	10,5	16,0	21,6	28,45	40,6	58,1
Морзе №	0	1	2	3	4	5	6

Отже, середньому діаметру $d_{\text{сер}} = 17,70$ мм відповідає конус Морзе номер 3. Під час вибору конуса Морзе "округляти" необхідно у більшу сторону, з міркувань безпеки.

5. Враховуючи, що оброблюваним матеріалом є конструкційна сталь, кут 2ϕ при вершині свердла (головний кут у плані при вершині) визначають за таблицею.

Матеріал	Кут $2\phi, ^\circ$
сталь конструкційна	116...118
сталь легована	120
чавун	116...120
тверда бронза, латунь . . .	135
м'яка бронза, латунь	130

Приймаємо кут при вершині свердла $2\phi = 118^\circ$.

6. Кут ω нахилу гвинтової канавки залежно від зовнішнього діаметра d свердла визначають за таблицею:

$d, \text{мм}$	менш 10	10 ... 80	більш 80
$\omega, ^\circ$	28	30	32

Приймаємо $\omega = 30^\circ$.

7. Діаметр d_o серцевини свердла

$$d_o = (0,12 \dots 0,15)d = 0,135 \cdot 23,5 = 2,29 = 3,3 \text{ мм.}$$

8. Конструктивні параметри свердла вказують на кресленику, шаблон якого подано на рис. 10.1

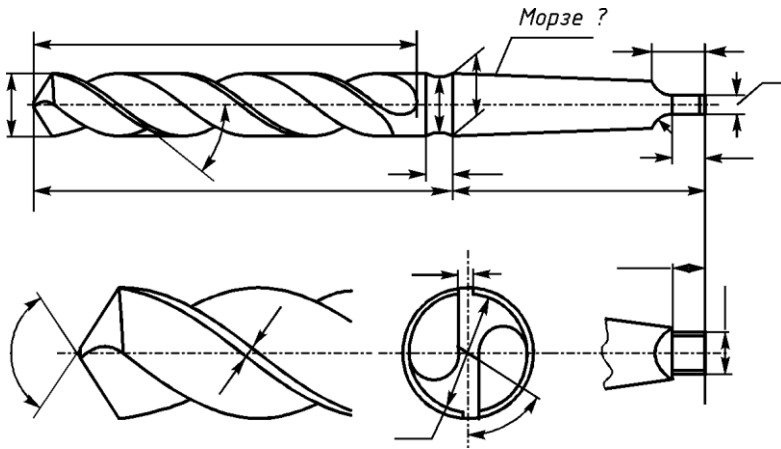


Рис. 10.1. Шаблон кресленика свердла

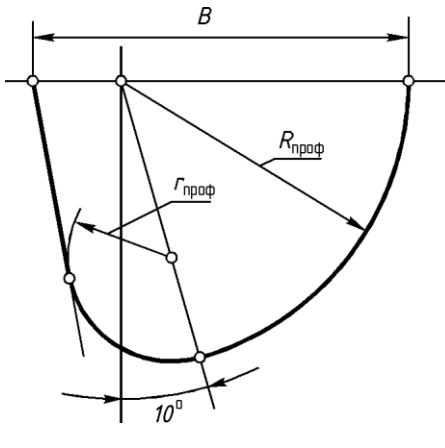
10.2 Профіль фрези

1. На робочому кресленику свердла необхідно вказати профіль фрези (рис. 10.2), яка утворює його стружкові канавки¹⁴.

2. Викладена методика є наближеною, але вона дозволяє уникнути складних розрахунків. Фасонний профіль дискової фасонної фрези окреслено двома дугами $R_{\text{проф}}$ та $r_{\text{проф}}$. Повна методика профілювання, за якою може бути виконано окремий розділ прое-

¹⁴ Можаяв С. С. Аналитическая геометрия спиральных сверл. Машгиз, 1948.

кту, подана у підручнику В. І. Солодкий "Проектування металорізальних інструментів" викладеному на сайті КПІ.



Послідовність побудови профілю:

1. Пряма під кутом 10° .
2. Крива радіуса $R_{\text{проф}}$.
3. Крива радіуса $r_{\text{проф}}$.
4. Відрізок B .
5. Дотична до кривої $r_{\text{проф}}$.

Рис. 10.2. Профіль дискової фасонної фрези для оброблення стружкових канавок свердла

2.1. Радіус $R_{\text{проф}}$ фрези

$$R_{\text{проф}} = C_1 C_2 C_3 d ,$$

$$C_1 = \frac{0,026 \cdot 2\varphi \cdot \sqrt[3]{2\varphi}}{\omega} ,$$

$$C_2 = \left(\frac{0,14d}{d_o} \right)^{0,044} , \quad (10.7)$$

$$C_3 = \left(\frac{13\sqrt{d}}{d_\phi} \right)^{\frac{0,9}{\omega}} .$$

- де d – діаметр свердла, мм
 d_o – діаметр серцевини свердла, мм
 d_ϕ – діаметр фрези $d_\phi \approx 3d$, мм
 2φ – кут у плані при вершині свердла, градуси
 ω – кут нахилу стружкових канавок свердла, градуси

2.2. Розрахуємо коефіцієнти C_i , що входять до формули визначення радіуса $R_{\text{проф}}$ фасонного профілю фрези:

– коефіцієнт C_1

$$C_1 = \frac{0,026 \cdot 2\varphi \cdot \sqrt[3]{2\varphi}}{\omega} = \frac{0,026 \cdot 118 \cdot \sqrt[3]{118}}{30} = 0,502. \quad (10.8)$$

– коефіцієнт C_2

$$C_2 = \left(\frac{0,14d}{d_o} \right)^{0,044} = \left(\frac{0,14 \cdot 23,5}{3,3} \right)^{0,044} = 0,999. \quad (10.9)$$

– коефіцієнт C_3 . Приймаємо "стандартний" діаметр дискової фрези $d_\phi = 3d = 3 \cdot 23,8 = 70,5 = 75$ мм. Тоді маємо

$$C_3 = \left(\frac{13\sqrt{d}}{d_\phi} \right)^{\frac{0,9}{\omega}} = \left(\frac{13\sqrt{23,5}}{75} \right)^{\frac{0,9}{30}} = 0,995. \quad (10.10)$$

2.3. Отже, радіус $R_{\text{проф}}$ фасонного профілю фрези становить

$$R_{\text{проф}} = C_1 C_2 C_3 d = 0,502 \cdot 0,999 \cdot 0,995 \cdot 23,5 = 11,73 \text{ мм}. \quad (10.11)$$

3. Радіус $r_{\text{проф}}$ фасонного профілю фрези становить:

$$r_{\text{проф}} = 0,015 \omega^{0,75} d = 0,015 \cdot 30^{0,75} \cdot 23,5 = 4,76 \text{ мм}. \quad (10.12)$$

4. Ширина B фасонного профілю фрези не менш, ніж

$$B = R_{\text{проф}} + r_{\text{проф}} = 11,73 + 4,76 = 16,5 \text{ мм}. \quad (10.13)$$

11 ФРЕЗА ДИСКОВА ГОСТРОЗАТОЧЕНА

При конструюванні дискової гостро заточеної фрези головним параметром є її діаметр, від якого залежать характеристики процесу оброблення.

Збільшення діаметра фрези забезпечує деякі переваги:

- можливо застосувати оправку більшого діаметра, що дозволить збільшити навантаження та жорсткість;
- можливо збільшити кількість зубів, що покращить оброблену поверхню;
- покращиться відведення тепла.

У той же час збільшення діаметра фрези має певні недоліки:

- збільшується крутний момент і, як наслідок, збільшуються витрати енергії;
- збільшується час врізання інструмента.

Через ці недоліки, досить часто, діаметр фрези приймають найменшим з можливих.

Зовнішній діаметр d_ϕ фрези вибирають з врахуванням параметрів оброблюваної деталі, а саме:

- глибини оброблення (глибини пазу, або уступу);
- розмірів деталі, тощо.

Початкові дані

$B = 25 \text{ мм}$	– ширина фрези
$d_\phi = 75 \text{ мм}$	– діаметр фрези;
$t = 1,5 \text{ мм}$	– прийнята глибина різання;
$s_z = 0,1 \text{ мм}$	– прийнята подача на зуб;
чорнове	– тип оброблення;
$l = 100 \text{ мм}$	– відстань між опорами, в яких закріплена оправка;
$\sigma_{\text{опр}} = 21 \text{ кгс/мм}^2$	– допустиме напруження на вигин матеріалу оправки, зазвичай $\sigma_{\text{опр}} = 18 \dots 25 \text{ кгс/мм}^2$.

Рішення

1. Кількість зубів z залежить від призначення фрези

$$z = C_z \sqrt{D} \quad (11.1)$$

де $C_z = 1,25$ – фрези для чорнового оброблення
 $C_z = 1,5$ – фрези загального призначення;
 $C_z = 1,75$ – фрези чистові.

Отже, для чорнкової фрези кількість зубів дорівнює

$$z = C_z \sqrt{D} = 1,25 \sqrt{75} = 8,6 = 8. \quad (11.2)$$

2. Головна складова P_z зусилля різання під час фрезерування сталевих деталей

$$\begin{aligned} P_z &= 68 t^{0,86} s_z^{0,74} z B d_\phi^{-0,86} = \\ &= 68 \cdot 1,5^{0,86} \cdot 0,1^{0,74} \cdot 8 \cdot 25 \cdot 75^{-0,86} = 86 \text{ кгс} = \\ &= 843 \text{ Н} = 0,843 \text{ кН}. \end{aligned} \quad (11.3)$$

3. Сумарний момент на вигин та скручування

$$\begin{aligned} M_{\text{сум}} &= \sqrt{\left(\frac{3}{16} 1,411 P_z l\right)^2 + \left(\frac{P_z d_\phi}{2}\right)^2} = \\ &= \sqrt{\left(\frac{3}{16} 1,411 \cdot 86 \cdot 100\right)^2 + \left(\frac{86 \cdot 100}{2}\right)^2} = \\ &= 4864 \text{ кгс} \cdot \text{мм} = 4,864 \text{ кгс} \cdot \text{м} = 47,7 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned} \quad (11.4)$$

4. Діаметр посадкового отвору

$$d_{\text{отв}} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{сум}}}{0,1 \sigma_{\text{опр}}}} = \sqrt[3]{\frac{4864}{0,1 \cdot 21}} = 13 \text{ мм}. \quad (11.5)$$

5. Отже, мінімальний діаметр посадкового отвору становить 13 мм. Однак, це не є стандартне значення. Найближче більше стандартне значення із ряду

16 22 27 32 40 50 60

становить 16 мм.

6. Загалом для дискових фрез є прийняті, за практикою, співвідношення між зовнішнім діаметром фрези d_{ϕ} та посадковим отвором під оправку $d_{\text{опр}}$

d_{ϕ} , мм	40	50	60	75	90...110	160	150
$d_{\text{опр}}$, мм	16	22	27	32	40	50	60

Отже, якщо діяти за стандартом, для фрези діаметром 75 мм необхідно прийняти діаметр посадкового отвору 32 мм. Але в даному випадку, за конкретних умов оброблення, діаметр посадкового отвору (оправки) може бути зменшений до 16 мм.

7. Конструктивні параметри фрези вказують на кресленику, шаблон якого подано на рис. 11.1

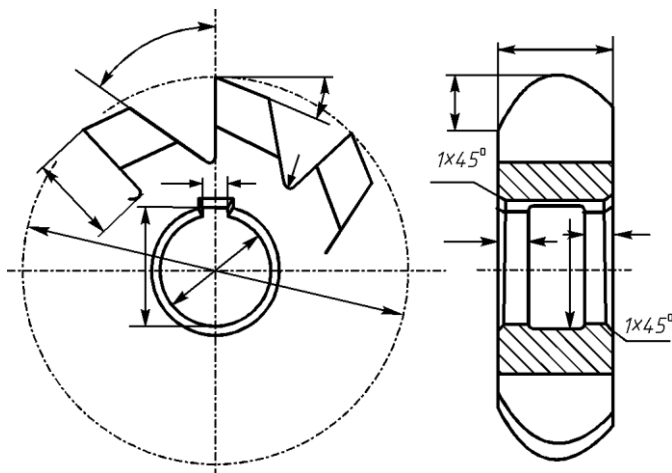


Рис. 11.1. Шаблон кресленика фрези

12 ФРЕЗА ДИСКОВА ЗАТИЛОВАНА

Дискові затиловані фрези – це зазвичай фасонні фрези, конструювання яких дещо відрізняється від гострозаточених.

По-перше, затиловані фрези мають певні обмеження у виборі геометричних параметрів (передні та задні кути).

По-друге, висота (глибина) оброблюваного профілю суттєво впливають на конструктивні параметри інструмента.

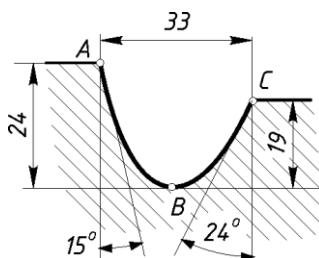


Рис. 12.1. Профіль деталі

Початкові дані

Профіль оброблюваної деталі за рис. 12.1 та наступні конструктивні параметри:

- $t_{\text{дет}} = 24$ мм – висота фасонного профілю деталі
- $B = 33$ мм – ширина фасонного профілю деталі
- $\alpha_{\text{в}} = 9^\circ$ – задній кут на вершині зовнішнього діаметра фрези

Рішення

1. Діаметр d посадкового отвору, залежно від висоти профілю $t_{\text{дет}}$ оброблюваної деталі:

- для ширини профілю $B < 40$ мм

$$d = 0,9623 t_{\text{дет}} + 21,11 = 0,9623 \cdot 24 + 21,11 = 44,24 \text{ мм.} \quad (12.1)$$

- для ширини профілю $B > 40$ мм

$$d = 1,35 t_{\text{дет}} + 19,62. \quad (12.2)$$

Розраховану за (12.1) або (12.2) величину необхідно округлити до найближчої величини з ряду

$$22; \quad 27; \quad 32; \quad 40; \quad 50; \quad 60.$$

Отже, при висоті $t_{\text{дет}} = 24$ мм та ширині $B = 33$ мм фасонного профілю (рис. 12.1) за (12.1) маємо діаметр посадкового отвору $d = 44$ мм. Приймаємо остаточно $d = 40$ мм.

2. Кількість зубів z залежно від висоти профілю деталі $t_{\text{дет}}$ можливо визначити як

$$z = 15,36 - 2,203 \cdot \ln t_{\text{дет}} = 15,36 - 2,203 \cdot \ln 24 = 8,4. \quad (12.3)$$

Приймаємо найближче парне значення, $z = 8$.

3. Зовнішній діаметр D фрези залежно від висоти $t_{\text{дет}}$ профілю деталі

$$D = 5t_{\text{дет}} + 45 = 5 \cdot 24 + 45 = 165 \text{ мм}. \quad (12.4)$$

Приймаємо $D = 160$ мм.

4. Перевірка величина заднього кута α_{τ} у головній січній площині P_{τ} для точки A профілю (рис. 12.1), яка має найменший кут $\varphi = 15^{\circ}$.

$$\operatorname{tg} \alpha_{\tau}^A = \operatorname{tg} \alpha_{\text{в}} \sin \varphi^A = \operatorname{tg} 9^{\circ} \sin 15^{\circ} = 4,099 \cdot 10^{-2}. \quad (12.5)$$

Звідки $\alpha_{\tau}^A = 2^{\circ}20'51''$. Однак для нормальної роботи інструмента необхідно, щоб задній кут у головній січній площині був не менш ніж 3° .

Визначимо найменший можливий задній кут $\alpha_{\text{в}}$ у вершинній точці B за умови, що задній кут α_{τ}^A у головній січній площині для точки A буде не меншим, ніж 3° . Отже,

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{в}} = \frac{\operatorname{tg} 3^{\circ}}{\sin \varphi} = \frac{\operatorname{tg} 3^{\circ}}{\sin 15^{\circ}} = 2,025 \cdot 10^{-1}. \quad (12.6)$$

Звідки, задній кут $\alpha_{\text{в}}$ у вершинній точці профілю фрези має дорівнювати

$$\alpha_{\text{в}} = 11^{\circ}26'.$$

Приймаємо нову "уточнену" величину заднього кута фрези у її вершинній точці B рівною $\alpha_{\text{в}} = 12^{\circ}$

5. Затилювання задньої поверхні зуба фрези.

5.1. Величина першого затилювання

$$K = \frac{2\pi r_{\text{в}}}{z} \operatorname{tg} \alpha_{\text{в}} = \frac{2\pi \frac{160}{2}}{8} \operatorname{tg} 12^{\circ} = 13,36 \text{ мм.} \quad (12.7)$$

Отриманий результат округляємо до 0,5 мм. Отже, $K = 13 \text{ мм.}$

5.2. Величина другого затилювання

$$K_1 = (1,25 \dots 1,5)K = 1,35 \cdot 13 = 17,6 \text{ мм.} \quad (12.8)$$

6. Радіус r дна стружкової канавки

$$r = 0,1162t_{\text{дет}} + 0,5 = 0,1162 \cdot 24 + 0,5 = 3,3 \text{ мм.} \quad (12.9)$$

Приймаємо $r = 3 \text{ мм.}$

7. Висота H зуба фрези

$$H = t_{\text{дет}} + K + r = 24 + 13 + 3 = 40 \text{ мм.} \quad (12.10)$$

8. Конструктивні елементи зуба фрези за рис. 12.2.

8.1. Окружний кут ε зубів

$$\varepsilon = \frac{360^{\circ}}{z} = \frac{360^{\circ}}{8} = 45^{\circ}. \quad (12.11)$$

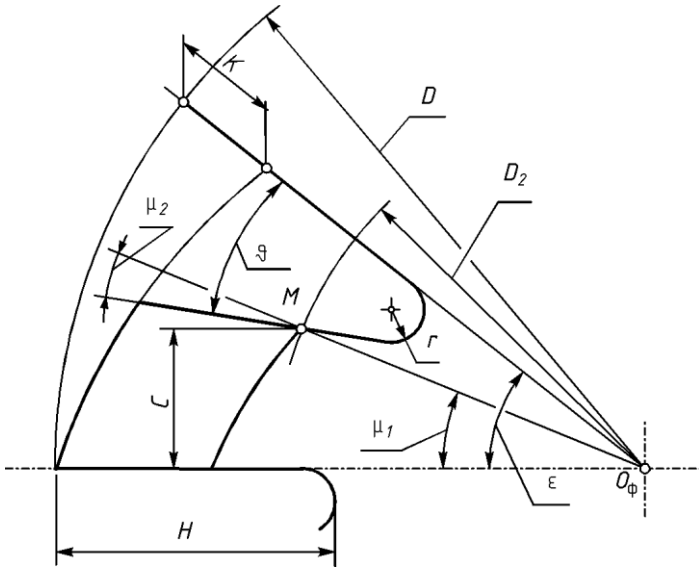


Рис. 12.2. Параметри зуба

8.2. Кут зуба μ_1

$$\mu_1 = \varepsilon - \frac{\varepsilon}{6} - 1^\circ = 45^\circ - \frac{45^\circ}{6} - 1^\circ = 36,5^\circ. \quad (12.12)$$

8.3. Ширина зуба C біля його основи

$$\begin{aligned} C &= \left(\frac{D}{2} - \frac{K \mu_1}{\varepsilon} - t_{\text{дет}} \right) \sin \mu_1 = \\ &= \left(\frac{160}{2} - \frac{13 \cdot 36,5}{45} - 24 \right) \sin 36,5^\circ = 27,04 \text{ мм}. \end{aligned} \quad (12.13)$$

8.4. Діаметр D_2 на якому розташована найнижча точка зуба (точка M)

$$D_2 = D - 2 \frac{K \mu_1}{\varepsilon} - 2t_{\text{дет}} = 160 - 2 \frac{13 \cdot 36,5}{45} - 2 \cdot 24 = 90,91 \text{ мм.} \quad (12.14)$$

8.5. Кут μ_2 нахилу задньої поверхні стружкової канавки приймають виходячи з конструктивним міркувань у межах

$$\mu_2 = 15 \dots 20^\circ. \quad (12.15)$$

Приймаємо $\mu_2 = 17^\circ$.

8.6. Кут ϑ стружкової канавки приймають рівним

$$\vartheta = \frac{\varepsilon}{(4 \dots 8)} + \mu_2 = \frac{45^\circ}{6} + 17^\circ = 24,5^\circ. \quad (12.16)$$

9. Розраховані параметри дискової затилюваної фрези є орієнтовними, тому необхідно виконати кресленик (бажано у масштабі 1:1) та уточнити конструктивні розміри інструмента.

10. Конструктивні параметри фрези вказують на кресленику шаблон якого подано на рис. 12.3.

10.1. Побудова двох проєкцій дискової фасонної затилюваної фрези за рис. 12.3,а починається з осей інструмента. Розміри посадкового отвору та шпонкового пазу є стандартизованими.

10.2. Побудову кресленика зуба фрези виконують у такій послідовності.

Розраховують круговий крок ε зубців за формулою

$$\varepsilon = \frac{360^\circ}{z}.$$

Точки B та B_1 є вершини сусідніх послідовно розташованих зубів фрези. Від точки B_1 відкласти відстань K (перше затилювання) та отримати точку D . Через точки B та D провести криву першого затилювання.

На відстані $\frac{1}{3}(K_1 - K)$ від точки B позначити точку A , через яку провести дугу кола з центром у точці O_ϕ . Отримаємо точку A_1 .

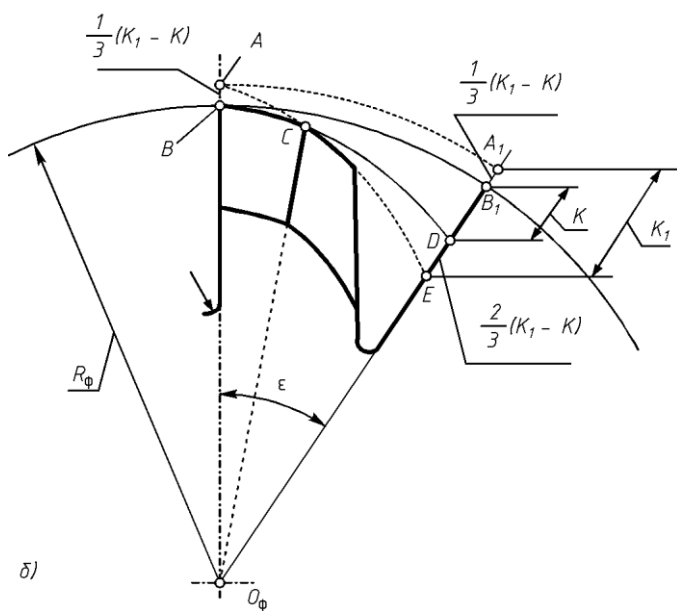
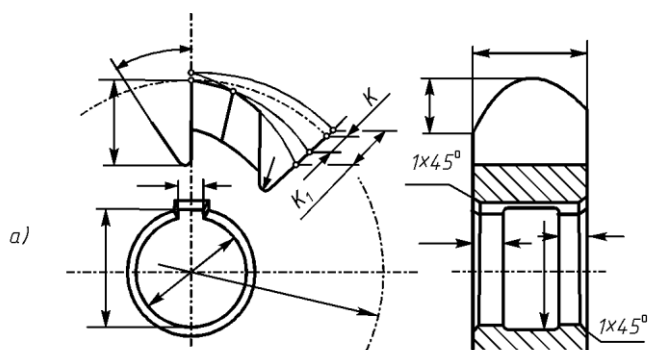


Рис. 12.3. Шаблон кресленника затилованої фрези

Від точки A_1 відкласти відрізок K_1 (величину другого затилювання) отримавши точку E .

Через точки A та E провести криву другого затилювання.

Точка C є точкою перетину двох кривих затилювання - першого та другого.

11. Криві першого та другого затилювання за спіраллю Архімеда можливо замінити наближеними до них колами.

11.1. Криву першого затилювання (за параметром K) можливо замінити дугою радіуса $\rho_{\text{зам}}$

$$\rho_{\text{зам}} = R_{\phi} \cos \alpha_{\text{в}} = \frac{160}{2} \cos 12^\circ = 78,25 \text{ мм.} \quad (12.17)$$

11.2. Криву другого затилювання (за параметром K_1) можливо замінити дугою радіуса $\rho_{\text{зам}}^1$

$$\begin{aligned} \rho_{\text{зам}}^1 &= \left(R_{\phi} + \frac{1}{3}(K_1 - K) \right) \cos \alpha_1, \\ \text{tg } \alpha_1 &= \frac{K_1 z}{2 \pi \left(R_{\phi} + \frac{1}{3}(K_1 - K) \right)}. \end{aligned} \quad (12.18)$$

Для нашого прикладу маємо:

$$\begin{aligned} \text{tg } \alpha_1 &= \frac{K_1 z}{2 \pi \left(R_{\phi} + \frac{1}{3}(K_1 - K) \right)} = \\ &= \frac{17,6 \cdot 8}{2 \pi \left(\frac{160}{2} + \frac{1}{3}(17,6 - 13) \right)} = 0,2748. \end{aligned} \quad (12.19)$$

Звідки $\alpha_1 = 15^\circ 22' 05''$.

Отже, радіус $\rho_{\text{зам}}^1$ кола, яке замінює криву другого затилювання з параметром K_1 , дорівнює:

$$\begin{aligned}\rho_{\text{зам}}^1 &= \left(R_{\phi} + \frac{1}{3}(K_1 - K) \right) \cos \alpha_1 = \\ &= \left(\frac{160}{2} + \frac{1}{3}(17,6 - 13) \right) \cos 15^{\circ}22'05'' = 78.62 \text{ мм.}\end{aligned}\tag{ 12.20}$$

12. Інші конструктивні параметри затилованих фрез вибирають з конструктивних міркувань, дотримуючись державних та міжнародних стандартів.

13 ФРЕЗА ДИСКОВА МОДУЛЬНА

Фрези дискові модульні за своєю конструкцією не відрізняються від звичайних фасонних дискових фрез. Єдина відмінність – це призначення для оброблення евольвентних зубчатих коліс, з відповідним евольвентним профілем різальних кромки.

Конструювання модульної фрези полягає в визначенні профілю різальної кромки, котрий повністю збігається з профілем впадини між зубцями колеса. Всі інші параметри модульної не відрізняються від параметрів звичайної дискової затилованої фрези.

На рис. 13.1 подані основні параметри евольвенти, необхідні для розрахунку профілю дискової модульної фрези.

Відповідно до стандарту дискові модульні фрези виготовляють набором з 8 фрез. Всі зубчасті колеса поділені на групи. Залежно від кількості зубців z зубчастого колеса, для кожної групи застосовують фрезу певного номеру (табл. 13.1).

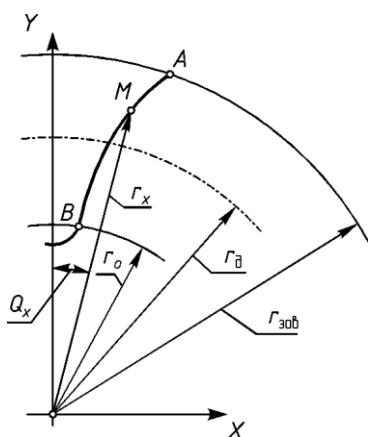


Рис. 13.1. Параметри евольвенти

Табл. 13.1. Номери фрез у комплекті

	Тип I					Тип II		
№	1	2	3	4	5	6	7	8
z	12-13	14-16	17-20	21-25	26-34	35-54	55-134	більш 135

Приклад 13.1

Нехай необхідно виготовити зубчасте колесо, яке має 30 зубців. За табл. 13.1 для $z = 30$ визначаємо, необхідно застосувати фрезу з номером 5 (фреза №5).

Залежно від кількості зубців зубчастого колеса (яке буде утворювати дискова модульна фреза) розрізняють два типи модульних фрез – тип I та тип II (рис. 13.2).

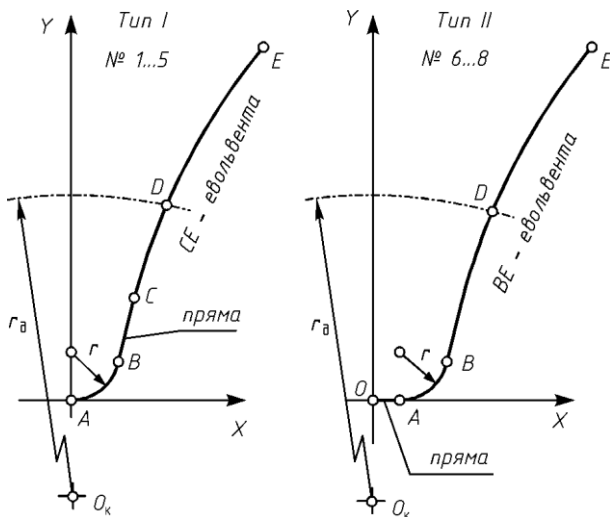


Рис. 13.2. Профіль модульний фрез

13.1 Теоретично точне профілювання

Початкові дані

Розрахувати профіль різальної кромки дискової модульної фрези для оброблення зубчастого колеса з заданими параметрами

- $z = 45$ – кількість зубців зубчастого колеса;
- $m = 5$ мм – модуль зубчастого зачеплення;
- $\alpha_o = 20^\circ$ – кут зачеплення (стандартний прийнятий в Україні).

Рішення

1. Крок по ділильному колу

$$t_d = m \pi = 5 \cdot 3,14159 = 15,7080 \text{ мм.} \quad (13.1)$$

2. Радіус основного кола

$$r_o = \frac{m z}{2} \cos \alpha_o = \frac{5 \cdot 45}{2} \cos 20^\circ = 105,7154 \text{ мм.} \quad (13.2)$$

3. Радіус ділительного кола

$$r_d = \frac{m z}{2} = \frac{5 \cdot 45}{2} = 112,5000 \text{ мм.} \quad (13.3)$$

4. Радіус зовнішнього кола (орієнтовно)

$$r_{\text{зов}} = r_d + m = 112,5000 + 5 = 117,5 \text{ мм.} \quad (13.4)$$

5. Межі евольвентного профілю. Полярний радіус-вектор r_x довільної точки евольвентного профілю лежить у межах від r_o до $r_{\text{зов}}$

$$105,7154 < r_x < 117,5. \quad (13.5)$$

5.1. Визначимо координати (x ; y) довільної точки евольвентного профілю. Наприклад, для точки, що має $r_x = 110$ мм.

5.2. Кут тиску

$$\cos \alpha_x = \frac{r_o}{r_x} = \frac{105,7154}{110} = 0,9610 \quad (13.6)$$

звідки маємо $\alpha_x = 16^\circ 2' 39''$.

5.3. Інволюти кутів α_x та α_o (кути в радіанах!!!)

$$\begin{aligned} \text{inv } \alpha_o &= \text{tg } \alpha_o - \alpha_o = \\ &= \text{tg } 0,3491 - 0,3491 = 0,364009 - 0,3491 = \\ &= 0,014909. \end{aligned} \quad (13.7)$$

$$\begin{aligned}
 \operatorname{inv} \alpha_x &= \\
 &= \operatorname{tg} \alpha_x - \alpha_x = \\
 &= \operatorname{tg} 0,2800 - 0,2800 = 0,287580 - 0,2800 = \\
 &= 0,007580.
 \end{aligned}
 \tag{13.8}$$

5.4. Евольвентний кут

$$\begin{aligned}
 \theta_x &= \frac{t_d}{2 m z} + (\operatorname{inv} \alpha_x - \operatorname{inv} \alpha_o) = \\
 &= \frac{15,7080}{2 \cdot 5 \cdot 45} + (0,007580 - 0,014909) = \\
 &= 0,027578 \text{ радіан.}
 \end{aligned}
 \tag{13.9}$$

Або у градусах $\theta_x = 1^\circ 34' 48''$.

6. Прямокутні (Декартові) координати евольвентного профілю розрахункової точки M

$$\begin{aligned}
 x_M &= r_x \sin \theta_x = \\
 &= 110 \sin 1^\circ 34' 48'' = 110 \cdot 0,027574 = 3,033 \text{ мм,} \\
 y_M &= r_x \cos \theta_x = \\
 &= 110 \cos 1^\circ 34' 48'' = 110 \cdot 0,999620 = 109,958 \text{ мм.}
 \end{aligned}
 \tag{13.10}$$

Зауваження. За поданою методикою розраховують координати всіх точок профілю впадини між зубцями колеса від точки B до точки E за рис. 13.1.

13.2 Наближене профілювання

Евольвентний профіль різальних кромek фрези розрахований за формулами (13.10) є теоретично точним. Однак, виготовити та проконтролювати його достатньо складно.

Одночасно з цим, виготовлення самого зубчастого колеса методом ділення вносить досить значні похибки. Враховуючи це

доцільним є виготовлення не теоретично точного, а наближеного профілю різальних кромek фрези.

Початкові дані

Розрахувати профіль різальної кромки дискової модульної фрези для оброблення зубчатого колеса з заданими параметрами

- $z = 45$ – кількість зубців зубчатого колеса;
- $m = 5$ мм – модуль зубчатого зачеплення;
- $\alpha_o = 20^\circ$ – кут зачеплення (стандартний прийнятий в Україні та західній Європі).

Рішення

Координати $(x_B; y_B)$ точки B можливо визначити у такій послідовності.

1. Точка D розташована на ділильному колі радіусу r_d

$$r_d = \frac{m z}{2} = \frac{5 \cdot 45}{2} = 112,5 \text{ мм.} \quad (13.11)$$

2. Полярний кут δ_d точки D відносно центра O_k колеса

$$\delta_d = \frac{\pi}{2 z} = \frac{\pi}{2 \cdot 45} = 3,491 \cdot 10^{-2} \text{ рад.} \quad (13.12)$$

3. Полярний кут δ_B точки B розташованої на основному колі та його радіус r_o :

$$\begin{aligned} r_o &= \frac{m z}{2} \cos \alpha_o = \frac{5 \cdot 45}{2} \cos 20^\circ = 105,7 \text{ мм,} \\ \delta_B &= \delta_d - \text{inv } \alpha_o = 3,491 \cdot 10^{-2} - \text{inv } 20^\circ = \\ &= 0,03491 - 0,0149 = 0,02001 \text{ рад.} \end{aligned} \quad (13.13)$$

Координати $(x_B; y_B)$ точки B відносно центра O_k колеса

$$\begin{aligned} x_B &= r_o \sin \delta_B = \\ &= 105,7 \cdot \sin 0,02001 = 105,7 \cdot 0,02 = 2,114 \text{ мм,} \end{aligned} \quad (13.14)$$

$$y_B = r_o \cos \delta_B =$$

$$= 105,5 \cdot \cos 0,02001 = 105,7 \cdot 0,9998 = 105,68 \text{ мм.} \quad (13.15)$$

5. Подальший профіль різальної кромки від точки B до точки E (залежно від кількості зубців колеса) можливо замінити частиною одного кола r_1 або двох r_1 та r_2 (рис. 13.3).

Унаслідок такої заміни профіль зубів зубчастого колеса стає значно простішим у виготовленні, однак має значні похибки. Тому таку заміну частинами кола доцільно здійснювати тільки для фрез, що обробляють колеса невисокої точності.

Радіуси r_1 та r_2 , залежно від номеру фрези (кількості зубців колеса) за табл. 13.1 на стор. 85, визначають за формулами:

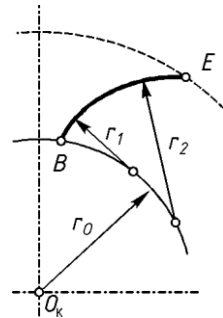


Рис. 13.3.
Заміна дугами

$$r_1 = \rho_1 m,$$

$$r_2 = \rho_2 m \quad (13.16)$$

де

Номер фрези	ρ_1	ρ_2	Номер фрези	ρ_1	ρ_2
1	1,396	3,017	5	3,561	5,552
2	1,690	3,391	6	5,025	7,131
3	2,144	3,942	7	-	10,598
4	3,767	4,662	8	-	24,334

Для $m = 5$ та $z = 45$ маємо:

$$r_1 = \rho_1 m = 3,561 \cdot 5 = 17,805 \text{ мм,}$$

$$r_2 = \rho_2 m = 5,552 \cdot 5 = 27,76 \text{ мм.} \quad (13.17)$$

13.3 Профілювання з корегуванням

Зважаючи на те, що фрезерний інструмент для оброблення зубчастих коліс підлягає корегуванню, профіль фрез можливо визначати за рис. 13.2.

Початкові дані

Розрахувати профіль різальної кромки дискової модульної фрези для оброблення зубчастого колеса з заданими параметрами

- $z = 30$ – кількість зубців зубчастого колеса;
 $m = 5$ мм – модуль зубчастого зачеплення;
 $\alpha_o = 20^\circ$ – кут зачеплення (стандартний прийнятий в Україні).

Рішення

1. Координати точки B залежно від номера фрези (кількості зубців зубчастого колеса) за табл. 13.1 на стор. 85 та модуля m :

$$\begin{aligned}
 x_B &= \frac{x_1 m}{100} = \frac{56,42 \cdot 5}{100} = 2,821 \text{ мм}, \\
 y_B &= \frac{y_1 m}{100} = \frac{47,55 \cdot 5}{100} = 2,3775 \text{ мм}.
 \end{aligned}
 \tag{13.18}$$

де

Номер фрези	1	2	3	4	5	6	7	8
x_1 , мм	64,15	62,28	60,93	58,53	56,42	53,65	49,89	45,45
y_1 , мм	58,78	57,44	55,83	51,51	47,55	41,80	33,75	25,50

2. Координати точки C залежно від номера фрези за табл. 13.1 на стор. 85 (кількості зубців зубчастого колеса) та модуля m

$$\begin{aligned}
 x_C &= \frac{x_2 m}{100} = \frac{56,80 \cdot 5}{100} = 2,84 \text{ мм}, \\
 y_C &= \frac{y_2 m}{100} = \frac{49,16 \cdot 5}{100} = 2,458 \text{ мм}.
 \end{aligned}
 \tag{13.19}$$

де

Номер фрези	1	2	3	4	5	6	7	8
x_2 , мм	66,52	64,51	61,93	59,25	56,80			
y_2 , мм	85,88	78,28	67,26	57,16	49,75			

3. Радіус r кола западини залежно від номера фрези за табл. 13.1 на стор. 85 (кількості зубців зубчастого колеса)

$$r = \frac{r_1 m}{100} = \frac{58,25 \cdot 5}{100} = 2,9 \text{ мм.} \quad (13.20)$$

де

Номер фрези	1	2	3	4	5	6	7	8
r_1 , мм	64,39	62,92	61,16	59,01	58,25	53,21	45,70	36,93

4. Подальший профіль фрези від точки C можливо розрахувати за залежностями (13.1...13.10).

14 ФРЕЗА ЧЕРВ'ЯЧНА МОДУЛЬНА

Черв'ячні фрези для оброблення циліндричних зубчастих коліс поділяють на чорнові, чистові, прецизійні та складені. Основні конструктивні параметри всіх фрез майже однакові, різниця полягає тільки в допусках на виготовлення.

Початкові дані

Розрахувати основні конструктивні параметри черв'ячної модульної фрези складеної конструкції для оброблення зубчатого колеса з заданими параметрами

$m = 7$ мм – модуль зубчастого колеса;
 $\alpha_0 = 20^\circ$ – кут зачеплення;
складена – конструкція фрези.

Рішення

1. Крок за нормаллю

$$t_N = \pi m = \pi \cdot 7 = 21,991 \text{ мм.} \quad (14.1)$$

2. Товщина зуба фрези, виміряна в нормальному січенні на ділильному колі

$$S_N = \frac{t_N}{2} = \frac{\pi m}{2} = \frac{21,991}{2} = 10,996 \text{ мм.} \quad (14.2)$$

3. Висота головки зуба для не корегованого зубчастого зачеплення

$$h' = q m = 1,25 \cdot 7 = 8,75 \text{ мм.} \quad (14.3)$$

де q – коефіцієнт висоти зуба:

$q = 1,25$ – для некорегованих коліс;

$q = 0,8 \dots 1,00$ – для корегованих коліс;

4. Висота ніжки зуба для не корегованого зубчастого зачеплення

$$h'' = q \cdot t = 1,25 \cdot 7 = 8,75 \text{ мм.} \quad (14.4)$$

5. Повна висота зуба фрези

$$h = h' + h'' = 8,75 + 8,75 = 17,50 \text{ мм.} \quad (14.5)$$

6. Радіус округлення головки зуба

$$r_1 = 0,25 \cdot t = 0,25 \cdot 7 = 1,75 \text{ мм.} \quad (14.6)$$

7. Радіус округлення ніжки зуба

$$r_2 = 0,3 \cdot t = 0,3 \cdot 7 = 2,1 \text{ мм.} \quad (14.7)$$

8. Товщина зуба на його вершині

$$S_a = S_N - 2 \cdot h' \cdot \operatorname{tg} \alpha_o = 10,996 - 2 \cdot 8,75 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 4,627 \text{ мм.} \quad (14.8)$$

9. Розміри канавки, призначеної для полегшенні процесу шліфування профілю зуба:

- ширина канавки 4 мм;
- глибина канавки 1 мм;
- радіус округлення канавки $r = 1 \text{ мм.}$

Загалом ці параметри призначають, виходячи з конструктивних міркувань, виконавши робочий кресленик фрези.

10. Зовнішній діаметр D_e фрези

$$D_e = 12,8 \cdot t + 12,7 = 12,8 \cdot 7 + 12,7 = 102,3 \text{ мм.} \quad (14.9)$$

Розраховане значення необхідно округлити:

- для фрез із модулем $t \leq 6$ до найближчого більшого кратного 5 (п'яти);
- для фрез із модулем $t \geq 6,5$ до найближчого більшого кратного 10 (десяти).

Отже, враховуючи, що $t = 7$ приймаємо $D_e = 110 \text{ мм.}$

11. Орієнтовна (у першому наближенні) величина кута нахилу стружкової канавки

$$\sin \omega \approx \frac{m}{D_e} = \frac{7}{110} = 0,0636. \quad (14.10)$$

Звідки $\omega = 0,0637$ рад.

12. Профільний кут для правої та лівої сторін зуба на ділильному циліндрі

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{пр}} &= -8,646454 \omega^2 + 0,260337 \omega + 19,998634 = \\ &= -8,646454 \cdot 0,0637^2 + 0,260337 \cdot 0,0637 + \\ &+ 19,998634 = 19,9801 = 19^\circ 58' 50''. \end{aligned} \quad (14.11)$$

13. Передній кут $\gamma = 0^\circ$.

14.1. Задній кут на вершині зуба приймаємо $\alpha_b = 10^\circ$.

14.2. Перевіряємо величину заднього кута на бокових сторонах профілю зуба

$$\text{tg } \alpha_{\text{бок}} = \text{tg } \alpha_b \sin \alpha_o = \text{tg } 10^\circ \sin 20^\circ = 3,4512. \quad (14.12)$$

Звідки маємо $\alpha_{\text{бок}} = 3^\circ 27'$. Так як $\alpha_{\text{бок}} > 3^\circ$ залишаємо прийняту величину заднього кута на вершині зуба $\alpha_b = 10^\circ$.

15. Кількість зубів z фрези приймаємо залежно від модулю m для цільних чорнових фрез

$m, \text{ мм}$	1...2	2,25...3,75	4...9	10...20
z	12	10	8...9	8

для складених та чистових фрез

$m, \text{ мм}$	1...2	2,25...3,75	4...9	10...20
z	12...14	12	10...12	10

Так як за умовами завдання проектуємо фрезу складеної конструкції приймаємо $z = 10$.

16. Величина затилювання

$$K = \frac{\pi D_e}{z} \text{tg } \alpha_b = \frac{\pi 110}{10} \text{tg } 10^\circ = 6,093 \text{ мм}. \quad (14.13)$$

Приймаємо $K = 6 \text{ мм}$.

17. Так як фреза має складену конструкцію, є можливість зменшити діаметр корпусу, тому нема потреби застосовувати друге затилування.

18. Глибина канавки для видалення стружки

$$H = h + K + r = 17,50 + 6 + 1 = 24,5 \text{ мм.} \quad (14.14)$$

Приймаємо $H = 25 \text{ мм.}$

19. Кут ϑ стружкової канавки приймаємо $\vartheta = 25^\circ$. Так як фреза має складену конструкцію, необхідно визначити розміри вставного різального елемента. Це, краще за все, здійснити виконавши графічні побудови.

20. Діаметр корпусу $D_{\text{корп}}$ доцільно визначити графічно, викресливши його у масштабі 1:1.

21. Довжина робочої частини фрези

$$L \geq 13 m = 13 \cdot 7 = 91 \text{ мм.} \quad (14.15)$$

Приймаємо $L = 95 \text{ мм.}$

22. Розміри бокових кілець та бортиків визначаємо із графічних побудов. Діаметр посадкового отвору d можливо вибрати залежно від діаметру $D_{\text{корп}}$ корпусу

$D_{\text{корп}}, \text{ мм}$	50...65	70...90	100...125	140...195	215...230
$d, \text{ мм}$	22	27	32	40	50

23. Середній розрахунковий діаметр фрези

$$D_t = D_e - 2 h' - 0,25 K = 110 - 2 \cdot 8,75 - 0,25 \cdot 6 = 91 \text{ мм.} \quad (14.16)$$

24. Остаточний кут нахилу стружкових канавок

$$\sin \omega = \frac{m}{D_t} = \frac{7}{91} = 0,0769 \quad (14.17)$$

звідки маємо $\omega = 4^\circ 25'$.

25. Крок гвинтової стружкової канавки

$$S_{\text{кан}} = \pi \frac{D_t}{\text{tg } \omega} = \pi \frac{91}{\text{tg } 4^\circ 25'} = 3701,33 \text{ мм.} \quad (14.18)$$

26. Крок витка зубів в осьовому напрямку

$$t_{\text{ос}} = \frac{t_N}{\cos \omega} = \frac{21,991}{\cos 4^\circ 25'} = 22,056 \text{ мм.} \quad (14.19)$$

27. Кут нахилу пазу для різальних пластин $\omega = 4^\circ 25'$.

28. На рис. 14.1 та рис. 14.2 подано шаблони креслеників різального елемента та корпусу фрези.

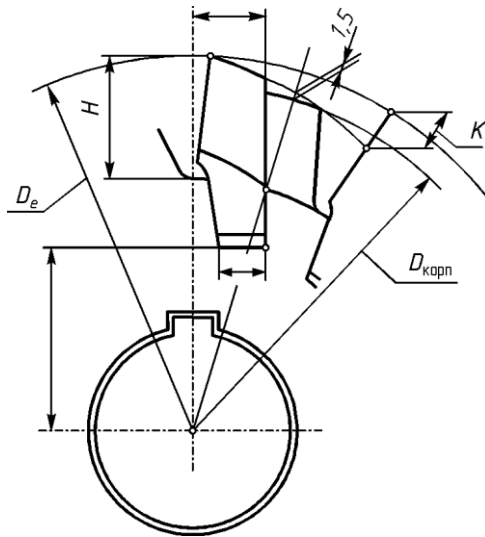


Рис. 14.1. Різальний елемент

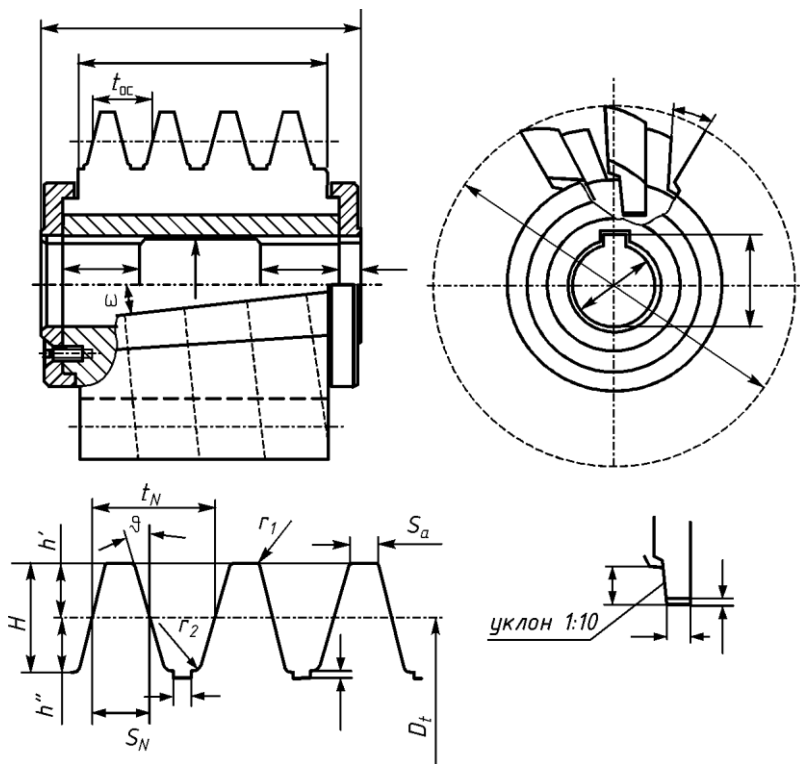


Рис. 14.2. Фреза складена

15 ДОВБАЧ ПРЯМОЗУБИЙ

Довбач – це зубчасте колесо, яке на відміну від звичайного колеса, має передні та задні кути, тому його діаметральні розміри різні в різних перерізах.

У будь-якому перерізі профіль зуба довбача повинен зберігати евольвентний профіль. Всі розрахунки довбача виконують для одного перерізу, який називають початковим перерізом довбача – переріз *I-I* на рис. 15.1.

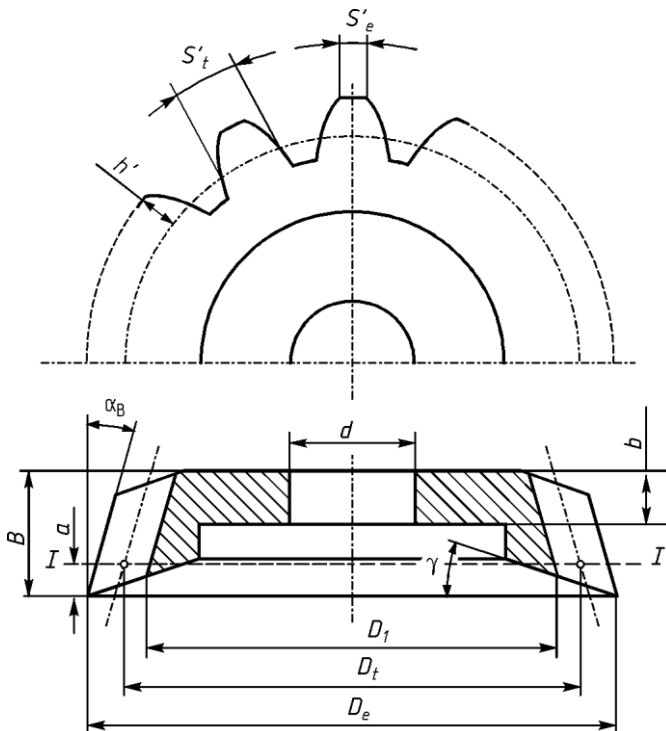


Рис. 15.1. Довбач прямозубий

Положення початкового перерізу $I-I$ визначено відстанню a від робочого торця інструмента. В цьому перерізі профіль довбача є

теоретично точним. У всіх інших перерізах його профіль дещо відрізняється від теоретично точного.

Довбач, у його різних перерізах, можливо розглядати, як кореговане зубчасте колесо із різними зміщенням $x = \xi t$ початкового контуру.

У разі незмінної відстані, між осями довбача і заготовки, переточений довбач буде утворювати колесо з евольвентним профілем, але із зубами трохи більшої товщини. Для того, щоб утворити "правильний" зуб, необхідно зменшити відстань між осями заготовки і інструмента. Однак, це "зменшення" має певні обмеження, тому довбач розраховують для наперед заданої величини переточування.

Початкові дані

Розрахувати основні конструктивні параметри довбача для оброблення зубчатого колеса з заданими параметрами

$m = 2,75 \text{ мм}$	– модуль зубчастого колеса;
$\alpha_0 = 20^\circ$	– кут зачеплення;
$z_{min} = 40$	– найменша допустима кількість зубців на зубчастому колесі;
$z_{max} = 100$	– найбільша допустима кількість зубців на зубчастому колесі;
$D_t^{ном} = 75 \text{ мм}$	– номінальний діаметр ділильного кола довбача;
$\gamma = 5^\circ$	– передній кут довбача;
$\alpha_b = 6^\circ$	– задній кут на вершині профілю зуба довбача.

Рішення

1. Кількість зубців довбача

$$z_{дол} = \frac{D_t^{ном}}{m} = \frac{75}{2,75} = 27,27. \quad (15.1)$$

Прийmemo $z_{дол} = 24$.

2. Новий (розрахунковий) діаметр ділильного кола з урахуванням прийнятої кількості зубців

$$D_t = m z_{дол} = 2,75 \cdot 27 = 74,25 \text{ мм}. \quad (15.2)$$

3. Допустиме зміщення a початкового перерізу від торця інструмента

$$a = \frac{\xi_{max} m}{\operatorname{tg} \alpha_B}. \quad (15.3)$$

3.1. Спочатку визначаємо найменшу величину товщини зубця на колі виступів

$$S'_e = k_s m \quad (15.4)$$

де k_s – коефіцієнт товщини зубця;
 m – модуль зубчастого зачеплення.

Коефіцієнт товщини зубця можливо або вибрати за таблицею,

Модуль, m мм	k_s
1...1,5	0,46 ... 0,41
1,75...2,75	0,40 ... 0,31
3,00...4,0	0,30 ... 0,25
4,25...6,0	0,25 ... 0,20
6,5...8,0	0,20 ... 0,10

або розрахувати за формулою

$$k_s = 0,53 e^{-0,17m} = 0,53 e^{-0,17 \cdot 2,75} = 0,33. \quad (15.5)$$

Для заданого модуля $m = 2,75$ приймаємо коефіцієнт товщини зубців $k_s = 0,3$. Отже, найменша товщина S'_e зубця довбача на колі виступів D_e дорівнює

$$S'_e = k_s m = 0,3 \cdot 2,75 = 0,825 \text{ мм}. \quad (15.6)$$

3.2. Найбільший допустимий коефіцієнт зміщення ξ_{max} визначаємо за графіком (рис. 15.2 с. 104) у такій послідовності.

Задаємось величиною висоти головки зуба $h' = 1,3 m$. За графіком (рис. 15.2,б с. 104) знаходимо, що для $k_s = 0,3$ та кількості зубців довбача $z_{дол} = 24$ найбільший допустимий коефіцієнт зміщення дорівнює $\xi_{max} = 0,15$. Отже,

$$a = \frac{\xi_{max} m}{\operatorname{tg} \alpha_b} = \frac{0,15 \cdot 2,75}{\operatorname{tg} 6^\circ} = 3,9 \text{ мм.} \quad (15.7)$$

Приймаємо відстань від різального торця довбача до початкового перерізу (зміщення початкового контуру) рівним $a = 3,5$ мм.

4. Висота головки зубця довбача

$$h' = 1,3 m = 1,3 \cdot 2,75 = 3,575 \text{ мм.} \quad (15.8)$$

5. Висота ніжки зубця довбача

$$h'' = 1,3 m = 1,3 \cdot 2,75 = 3,575 \text{ мм.} \quad (15.9)$$

6. Зовнішній діаметр довбача

$$\begin{aligned} D_e &= D_t + h' + h'' + \\ &+ 2a \operatorname{tg} \alpha_b = \\ &= 74,25 + 3,575 + 3,575 + 2 \cdot \\ &\cdot 3,5 \operatorname{tg} 6^\circ = 82,136 \text{ мм.} \end{aligned} \quad (15.10)$$

7. Діаметр кола западин

$$D_1 = D_e - h' - h'' = 82,136 - 3,575 - 3,575 = 74,986 \text{ мм.} \quad (15.11)$$

8. Товщина зуба по дузі ділильного кола на відстані a від початкового перерізу

$$\begin{aligned} S'_d &= m \left(\frac{\pi}{2} + 2\xi_{max} \operatorname{tg} \alpha_o \right) = 2,75 \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot 0,47 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \right) = \\ &= 5,261 \text{ мм.} \end{aligned} \quad (15.12)$$

9. За графіком (рис. 15.3 на с. 105) перевіряємо вибраний коефіцієнт зміщення $\xi_{max} = 0,15$ на відсутність підрізання ніжки зуба колеса (відсутність інтерференції).

Для заданих умов:

- найбільша кількість зубців на оброблюваному колесі $z_{max} = 100$;
- та прийнятого коефіцієнта зміщення $\xi_{max} = 0,15$.

Найменша допустима кількість зубців на оброблюваному колесі становить $z_{min}^{доп} = 20$ зубців. За завданням найменша кількість зубців на обробленому колесі дорівнює $z_{min} = 40$ зубців.

Отже, так як

$$z_{min}^{доп} < z_{min} \quad (15.13)$$

можливо стверджувати, що проектований довбач не буде порушувати умови формоутворення.

10. Кут профілю довбача з урахуванням наявності переднього та заднього кутів

$$\operatorname{tg} \alpha_N = \frac{\operatorname{tg} \alpha_o}{1 - \operatorname{tg} \alpha_b \operatorname{tg} \gamma} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{1 - \operatorname{tg} 6^\circ \operatorname{tg} 5^\circ} = 0,3705. \quad (15.14)$$

Звідки $\alpha_N = 20^\circ 19' 46''$.

11. Інші конструктивні розміри визначають, викресливши інструмент.

12. Зауваження.

У разі, коли умова (15.13) не виконується, необхідно зменшити коефіцієнт ξ зміщення початкового контуру та виконати розрахунки повторно.

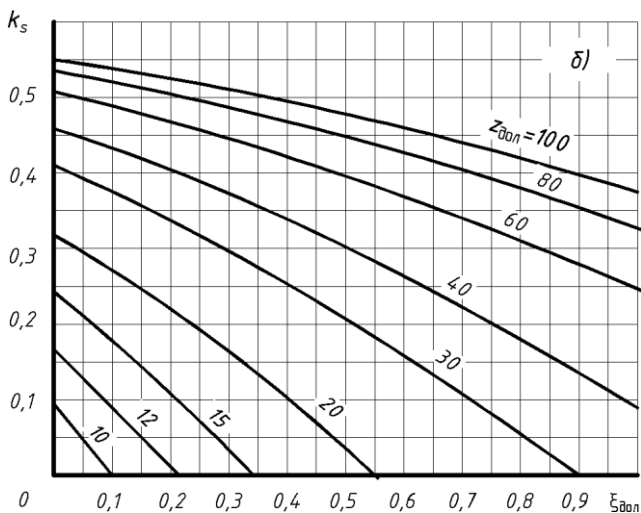
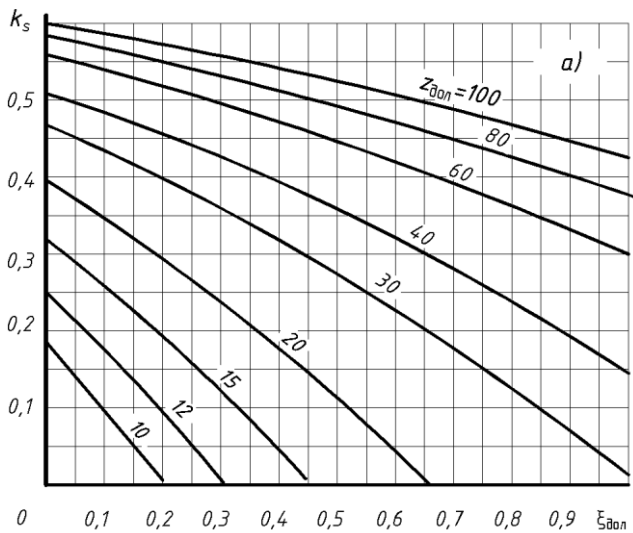


Рис. 15.2. Найбільший допустимий
коефіцієнт зміщення ξ_{\max} :
а – висота головки зуба довбача 1,25 м;
б – висота головки зуба довбача 1,3 м.

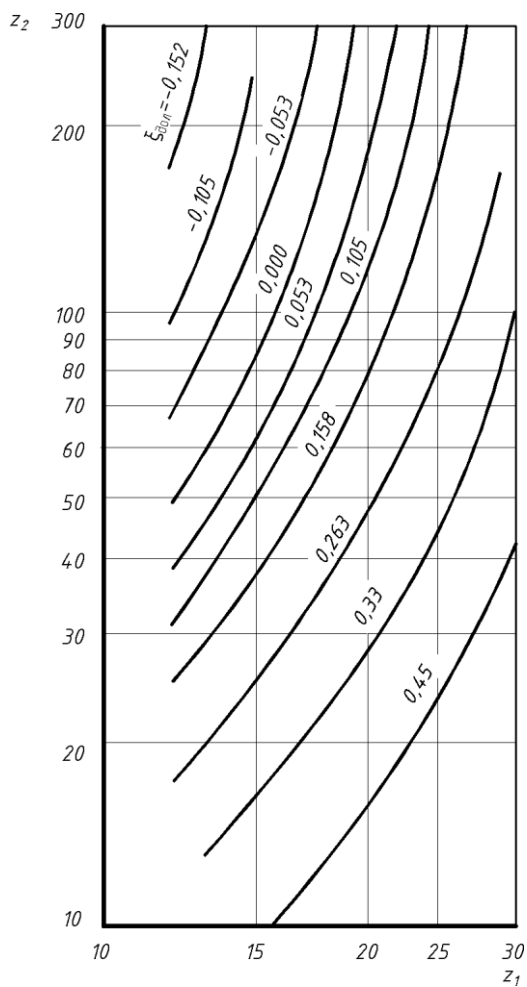


Рис. 15.3. Перевірка наявності інтерференції

16 ФРЕЗА ЧЕРВ'ЯЧНА ШЛІЦЬОВА

В основі конструкції всіх черв'ячних фрез лежить звичайна черв'ячна фреза, що працює за методом обкатки. Черв'ячна фреза і нарізуваний валик знаходяться в зачепленні. Профілем черв'ячної фрези є профіль рейки, а профіль нарізованого валика – профіль зубчатого колеса, що знаходиться в зачепленні з рейкою. При відносному русі валика останній своїм початковим колом котиться по початковій прямій рейки без ковзання. Різання здійснюється за рахунок обертання фрези. Таким чином, аналогічно нарізуванню зубчатого колеса з евольвентним профілем, ми маємо обкатку.

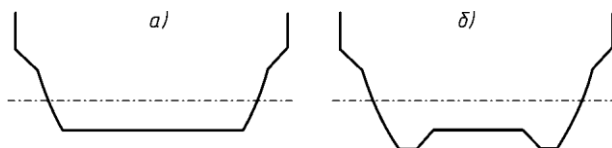


Рис. 16.1. Профіль зубів фрези:
а – без вусиків; б – з вусиками.

Звичайні шліцьові черв'ячні фрези без вусиків за рис. 16.1,а, забезпечують прямолінійний профіль сторони зуба валика, але в його основі є перехідна крива. Наявність перехідної криволінійної ділянки небажана. Вона утворюється в результаті руху обкатки. Перехідної ділянки, що утворюється в основі виступів шліцу, при застосуванні звичайної черв'ячної фрези (без вусиків) уникнути не можна.

Щоб забезпечити прямолінійний виступ валика, застосовуються шліцьові черв'ячні фрези з вусиками за рис. 16.1,б. Зуб такої фрези має невеликі виступи (вусики) на кутах, які при фрезеруванні валика врізаються глибше, ніж вершина зуба фрези, і тим самим забезпечують в кутах, в основі шліців, невеликі заглиблення.

Якщо глибина такої канавки буде більше глибини перехідної кривої, то сторона шліца до перетину її з колом внутрішнього діаметра шліцьового валика буде прямолінійною.

Фрези з вусиками, забезпечують правильну геометрію (прямо-лінійність сторони шліца). Проте, не дають можливості застосовувати високі швидкості різання і великі подачі, оскільки вусики фрези є слабкою частиною інструмента і швидко зношуються в

процесі роботі. Крім того, шліцьовий валик, оброблений фрезою з вусиками, завдяки поглибленням в основі шліца, має меншу міцність ніж валик без цих поглиблень. Тому слід застосовувати черв'ячні фрези з вусиками за можливості рідше.

Отримання прямолінійного шліца по всій глибині (вцент) можна вирішити, застосовуючи черв'ячну фрезу з подовженим зубом. Бічні сторони профілю зубів цієї фрези працюють по методу обкатки, як бічні сторони звичайної шліцьової черв'ячної фрези. Але на відміну від звичайної фрези, вершини зубів такої фрези розташовані на внутрішньому діаметрі валика. Як результат – внутрішній діаметр валика є меншим, а отже сам вал є менш міцним.

Початкові дані

Розрахувати основні конструктивні параметри черв'ячної фрези для оброблення шліцьового валика з наступними параметрами:

$D = 40$ мм	– зовнішній діаметр вала;
$d = 34,6$ мм	– внутрішній діаметр вала;
$b = 10$ мм	– ширина шліцу;
$n = 5$	– кількість шліців вала;
$C = 0,2$ мм	– фаску на зовнішньому діаметрі;
$IT_D = 0,05$ мм	– допуск на зовнішній діаметр вала;
$IT_d = 0,17$ мм	– допуск на внутрішній діаметр вала;
$IT_b = 0,3$ мм	– допуск на ширину шліцу.

Допуски задані в системі вала. Отже, для всіх розмірів $es = 0$.

Рішення

1. Розрахунковий зовнішній діаметр вала

$$D_{\text{роз}} = D_{\text{max}} - 2C = (40 + 0,00) - 2 \cdot 0,2 = 39,6 \text{ мм}, \quad (16.1)$$

звідки маємо

$$R_{\text{роз}} = \frac{D_{\text{роз}}}{2} = \frac{39,6}{2} = 19,8 \text{ мм}. \quad (16.2)$$

2. Внутрішній розрахунковий діаметр з урахуванням допуску

$$d_{\text{роз}} = d_{\text{min}} + 0,25 IT_d = (34,6 - 0,17) + 0,25 \cdot 0,17 = 34,473 \text{ мм.} \quad (16.3)$$

3. Розрахункова ширина шліцу з урахуванням допуску

$$b_{\text{роз}} = b_{\text{min}} + 0,25 IT_b = (b - IT_b) + 0,25 IT_b = (10 - 0,3) + 0,25 \cdot 0,3 = 9,775 \text{ мм.} \quad (16.4)$$

4. Радіус початкового кола

$$R_{\text{поч}} = \sqrt{R_{\text{роз}}^2 - 0,75 \frac{b_{\text{роз}}^2}{4}} = \sqrt{19,8^2 - 0,75 \frac{9,775^2}{4}} = \sqrt{374,124} = 19,342 \text{ мм.} \quad (16.5)$$

5. Кут шліца

$$\sin \gamma = \frac{b_{\text{роз}}}{2 R_{\text{поч}}} = \frac{9,775}{2 \cdot 19,342} = 0,25269, \quad (16.6)$$

звідки маємо $\gamma = 14,6368^\circ$.

6. Координати точки A профілю зуба фрези:

$$\begin{aligned} x_A &= k_{xA} R_{\text{поч}}, \\ y_A &= k_{yA} R_{\text{поч}}. \end{aligned} \quad (16.7)$$

6.1. Коефіцієнти k_{xA} та k_{yA} для точки A

$$\begin{aligned} k_{xA} &= 1,4484 \cdot 10^{-4} \gamma^2 - 9,98 \cdot 10^{-4} \gamma + 2,3004 \cdot 10^{-2} = \\ &= 1,4484 \cdot 10^{-4} \cdot 14,6368^2 - 9,98 \cdot 10^{-4} \cdot 14,6368 + \\ &+ 2,3004 \cdot 10^{-2} = 0,03943. \end{aligned} \quad (16.8)$$

$$\begin{aligned}
 k_{yA} &= 1,9339 \cdot 10^{-4} \gamma^2 - 2,515 \cdot 10^{-3} \gamma + 9,2117 \cdot 10^{-2} = \\
 &= 1,9339 \cdot 10^{-4} 14,6368^2 - 2,515 \cdot 10^{-3} 14,6368 + \\
 &+ 9,2117 \cdot 10^{-2} = 0,09674
 \end{aligned} \quad (16.9)$$

6.2. Таким чином маємо координати точки A

$$\begin{aligned}
 x_A &= k_{xA} R_{\text{поч}} = 0,03943 \cdot 19,342 = 0,763 \text{ мм}, \\
 y_A &= k_{yA} R_{\text{поч}} = 0,09674 \cdot 19,342 = 1,871 \text{ мм}.
 \end{aligned} \quad (16.10)$$

7. Координати точки B профілю зуба фрези:

$$\begin{aligned}
 x_B &= k_{xB} R_{\text{поч}}, \\
 y_B &= k_{yB} R_{\text{поч}}.
 \end{aligned} \quad (16.11)$$

7.1. Коефіцієнти k_{xB} та k_{yB} для точки B

$$\begin{aligned}
 k_{xB} &= 7,3592 \cdot 10^{-5} \gamma^2 - 1,2 \cdot 10^{-3} \gamma + 6,6384 \cdot 10^{-2} = \\
 &= 7,3592 \cdot 10^{-5} \cdot 14,6368^2 - 1,2 \cdot 10^{-3} \cdot 14,6368 + \\
 &+ 6,6384 \cdot 10^{-2} = 0,06204.
 \end{aligned} \quad (16.12)$$

$$\begin{aligned}
 k_{yB} &= 2,2498 \cdot 10^{-1} - 3,2505 \ln \gamma = \\
 &= 2,2498 \cdot 10^{-1} - 3,2505 \ln 14,6368 = 0,1377.
 \end{aligned} \quad (16.13)$$

7.2. Таким чином координати точки B

$$\begin{aligned}
 x_B &= k_{xB} R_{\text{поч}} = 0,06204 \cdot 19,342 = 1,1999 \text{ мм}, \\
 y_B &= k_{yB} R_{\text{поч}} = 0,1377 \cdot 19,342 = 2,6634 \text{ мм}.
 \end{aligned} \quad (16.14)$$

8. Координати центра кола, яке описує профіль різальної кромки зуба фрези

$$x_o = k_{xo} R_{\text{поч}}, \quad y_o = k_{yo} R_{\text{поч}}. \quad (16.15)$$

8.1. Коефіцієнти k_{x_o} та k_{y_o} кола

$$\begin{aligned} k_{x_o} &= 3,9502 \cdot 10^{-4} \gamma^2 - 4951 \cdot 10^{-3} \gamma + 0,54997 = \\ &= 3,9502 \cdot 10^{-4} 14,6368^2 - 4951 \cdot 10^{-3} 14,6368 + \\ &+ 0,54997 = 0,5621. \end{aligned} \quad (16.16)$$

$$\begin{aligned} k_{y_o} &= 6,6458 \cdot 10^{-2} e^{(6,6628 \cdot 10^{-2} \gamma)} = \\ &= 6,6458 \cdot 10^{-2} e^{(6,6628 \cdot 10^{-2} \cdot 14,6368)} = 0,1713. \end{aligned} \quad (16.17)$$

8.2. Таким чином координати центру кола

$$\begin{aligned} x_o &= k_{x_o} R_{\text{поч}} = 0,5621 \cdot 19,342 = 10,872 \text{ мм}, \\ y_o &= k_{y_o} R_{\text{поч}} = 0,1713 \cdot 19,342 = 3,313 \text{ мм}. \end{aligned} \quad (16.18)$$

9. Радіус кола, що замінює профіль зуба фрези

$$r_o = k_r R_{\text{поч}}. \quad (16.19)$$

9.1. Коефіцієнт k_r радіуса замінюючого кола

$$\begin{aligned} k_r &= 5,2256 \cdot 10^{-4} \gamma^2 - 5,635 \cdot 10^{-3} \gamma + 0,55839 = \\ &= 5,2256 \cdot 10^{-4} 14,6368^2 - 5,635 \cdot 10^{-3} 14,6368 + \\ &+ 0,55839 = 0,5879. \end{aligned} \quad (16.20)$$

9.2. Радіус кола, що замінює профіль різальної кромки зуба фрези

$$r_o = k_r R_{\text{поч}} = 0,5879 \cdot 19,342 = 11,371 \text{ мм}. \quad (16.21)$$

10. Крок витків зубців по нормалі (нормальний крок)

$$t_n = \frac{2\pi R_{\text{поч}}}{n} = \frac{2\pi 19,342}{6} = 20,255 \text{ мм}. \quad (16.22)$$

11. Товщина зуба фрези за початковою прямою

$$b_n = 2R_{\text{поч}} \left(\frac{\pi}{n} - \gamma \right) = 2 \cdot 19,342 \left(\frac{\pi}{6} - 14,6368 \frac{\pi}{180} \right) =$$

$$= 10,373 \text{ мм} \quad (16.23)$$

Елемент $\left(\frac{\pi}{180} \right)$ у формулі (16.23) переводить градуси в радіани.

12. Висота профілю зуба фрези

$$h_1 = R_{\text{поч}} \sin \alpha (\sin \alpha - \sin \gamma),$$

$$\cos \alpha = \frac{d_{\text{роз}} \cos \mu}{2R_{\text{поч}}}, \quad (16.24)$$

$$\sin \mu = \frac{b_{\text{роз}}}{d_{\text{роз}}}.$$

Отже, послідовно маємо

$$\sin \mu = \frac{b_{\text{роз}}}{d_{\text{роз}}} = \frac{9,775}{34,472} = 0,2836, \quad (16.25)$$

звідки $\mu = 16^\circ 28' 23''$.

$$\cos \alpha = \frac{d_{\text{роз}} \cos \mu}{2R_{\text{поч}}} = \frac{34,473 \cos 16^\circ 28' 23''}{2 \cdot 19,342} = 0,8546, \quad (16.26)$$

звідки $\alpha = 31^\circ 17' 18''$.

Отже, висота профілю зуба фрези дорівнює

$$h_1 = R_{\text{поч}} \sin \alpha (\sin \alpha - \sin \gamma) =$$

$$= 19,342 \sin 31^\circ 17' 18'' (\sin 31^\circ 17' 18'' -$$

$$- \sin 14,6368^\circ) = 2,679 \text{ мм}. \quad (16.27)$$

13. Перевірка фрези на можливість порушення умов формоутворення (поява підрізання ніжки зуба шліцьового валу).

13.1. Різниця (відстань) між початковим $2R_{\text{поч}}$ та внутрішнім d діаметрами вала

$$\Delta = \frac{2R_{\text{поч}} - d_{\text{роз}}}{2} = \frac{2 \cdot 19,342 - 34,437}{2} = 2,124 \text{ мм.} \quad (16.28)$$

13.2. Отже, так як висота h_1 зуба фрези більша за різницю Δ (відстань) між початковим та внутрішнім колом ($2,679 > 2,124$), маємо порушення умов формоутворення.

Щоб уникнути появи перехідної ділянки біля ніжки зуба шліцьового валу, необхідно виконувати зуб фрези з "вусиками" висотою $h_{\text{вус}}$ не менш

$$h_{\text{вус}} = \Delta - h_{\text{вус}} = 2,679 - 2,124 = 0,555 = 0,6 \text{ мм.} \quad (16.29)$$

14. Зовнішній діаметр D_e фрези залежить від кроку t_n по нормалі

$$D_e = 3,7 t_n = 3,7 \cdot 20,255 = 74,9 \text{ мм.} \quad (16.30)$$

Отриманий результат необхідно округлити до найближчого із ряду

	40	50	55	60	70	75
80	85	95	100	110	120	130

Приймаємо $D_e = 75 \text{ мм.}$

15. Кількість зубців фрези

$$z = 0,13 D_e + 2 = 0,13 \cdot 75 + 2 = 11,75. \quad (16.31)$$

Приймаємо парну кількість зубців $z = 12$. Вибрану кількість зубців доцільно перевірити, викресливши їх у масштабі 1:1.

16. Задній кут на вершині зуба для черв'ячного інструмента приймають у межах $9 \dots 11^\circ$. Прийmemo $\alpha_B = 10^\circ$.

17. Величина затилювання шліфованої частини зуба

$$K = \frac{\pi D_e}{z} \text{tg } \alpha_B = \frac{\pi 75}{12} \text{tg } 10^\circ = 3,46 \text{ мм.} \quad (16.32)$$

Отриманий результат необхідно округлити до 0,5. Отже, приймаємо $K = 3,5$ мм.

18. Величина другого затилування

$$K_1 = (1,15 \dots 1,35)K = 1,2 K = 1,2 \cdot 3,5 = 4,2 \text{ мм.} \quad (16.33)$$

Приймаємо $K_1 = 4,5$ мм.

19. Середній розрахунковий діаметр фрези

$$D_t = D_e - 2h_1 = 75 - 2 \cdot 2,679 = 69,642 \text{ мм.} \quad (16.34)$$

20. Кут нахилу стружкових канавок

$$\sin \omega = \frac{t_n}{\pi D_t} = \frac{20,255}{\pi 69,642} = 0,09258, \quad (16.35)$$

звідки $\omega = 5^\circ 18' 44''$.

21. Крок гвинтової стружкової канавки

$$S_k = \frac{\pi D_t}{\operatorname{tg} \omega} = \frac{\pi \cdot 69,642}{\operatorname{tg} 5^\circ 18' 44''} = 2353 \text{ мм.} \quad (16.36)$$

22. Крок витків по осі інструмента

$$t_{oc} = \frac{t_n}{\cos \omega} = \frac{20,255}{\cos 5^\circ 18' 44''} = 20,342 \text{ мм.} \quad (16.37)$$

23. Довжина робочої частини фрези

$$L \approx 2,5 t_{oc} \approx 2,5 \cdot 20,342 \approx 51 \text{ мм.} \quad (16.38)$$

Приймаємо загальну довжину фрези $L = 55$ мм.

24. Інші конструктивні параметри фрези (розміри буртиків, шпонкового пазу, глибина стружкової канавки) визначають з кресленика інструмента. Шаблон кресленика наведено на рис. 16.2.

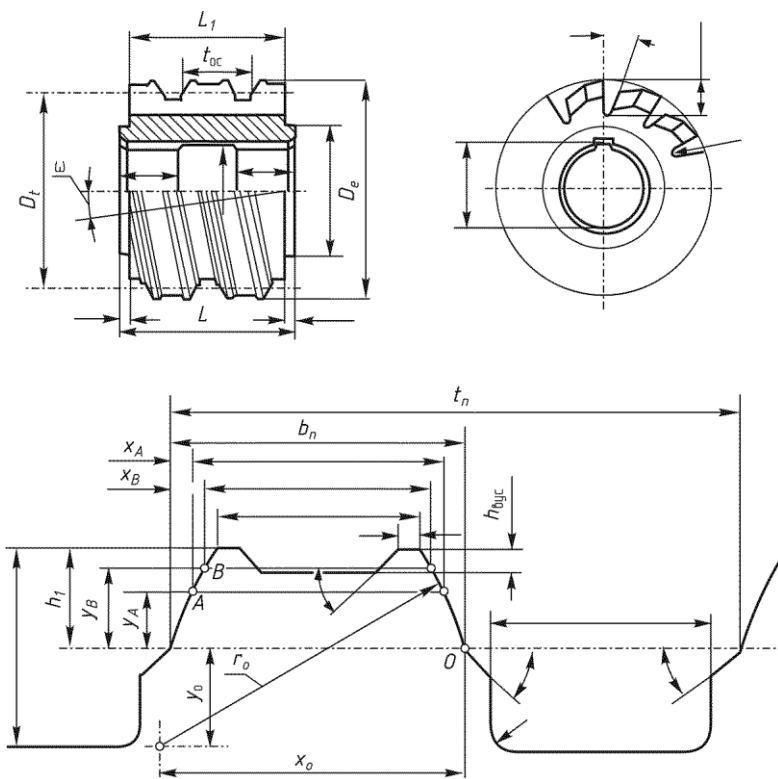


Рис. 16.2. Шаблон кресленика шліцьової фрези

17 ПРОТЯЖКА

Протяжки поділяють на внутрішні (для обробки отворів) і зовнішні. До цієї ж групи різального інструмента для обробки отворів відносяться прошивки. На відміну від протяжок, що працюють на розтягування, прошивки працюють на стиснення. Найбільше застосування знаходять протяжки діаметром 10...75 мм, проте вони можуть бути виконані діаметром 3...300 мм.

Для обробки отворів протягуванням у заготовці зазвичай заздалегідь утворюють отвір (свердлінням або зенкеруванням). На деяких машинобудівних підприємствах протягують також заздалегідь необроблені заготовки. У більшості випадків створені протягуванням поверхні подальшій обробці не піддають, оскільки забезпечується 6...7 квалітет обробки, а шорсткість обробленої поверхні становить $R_a = 2,5 \dots 0,2$ мкм.

Матеріалом для протяжок служить легована сталь ХВГ або швидкорізальна сталь Р6М5. У разі застосуванні сталі Р6М5 використовують зварну конструкцію, в якій хвостовик виготовляють із сталі 40Х або 45Х. Протяжки, оснащені пластинками з твердого сплаву, не набули широкого поширення через складності виготовлення.

Залежно від типу патрона, вживаного для кріплення протяжки на верстаті, хвостовик протяжки виконують різної конструкції. Хвостовики для круглих і шпонкових протяжок виконують за ДСТУ ГОСТ 20364-2008 та ДСТУ ГОСТ 20365-2008.

Інколи, за нормами підприємств, використовують хвостовики інших типів. Технічні вимоги до протяжок для шліцевих отворів наведені в ГОСТ 28442-90, а для циліндричних отворів - в ГОСТ 20364-74.

Методика розрахунку і конструювання найбільш поширених типів протяжок детально описана в спеціальній літературі¹⁵.

Приклад 17.1

Початкові дані

Розрахувати і сконструювати круглу протяжку для оброблення циліндричного отвору.

¹⁵ Алексеев Г. А., Аршинов В. А., Смольников Е. Ф. Расчет и конструирование режущего инструмента. М., Машгиз, 1951, 603 с.

Щеголев А. В. Конструирование протяжек. Л., Машгиз, 1960. 352 с.

- $D = 25^{+0,023}_{0,000}$ мм – діаметр обробленого протяжкою отвору;
 $l_d = 60 \pm 1$ мм – довжина деталі (довжина отвору);
 конструкційна сталь – матеріал заготовки;
 $\sigma_B = 70$ кг/мм² – границя міцності матеріалу заготовки;
 $D_{\text{заг}} = 24^{+0,14}$ мм – діаметр отвору в заготовці;
 свердління – метод отримання отвору в заготовці перед протягуванням.

Рішення

1. Припуск на діаметр під протягування

$$A = D - D_{\text{заг}} = 25 - 24 = 1 \text{ мм.} \quad (17.1)$$

Припуск на протягування отворів після попереднього свердління для циліндричних отворів подано в табл. 17.1.

Табл. 17.1. Припуск на протягування круглих отворів після свердління

Довжина отвору, мм	Діаметр отвору, мм				
	10...18	18...30	30...50	55...80	80...120
6...10	0,4	0,5	–	–	–
10...18	0,5	0,5	0,6	–	–
18...30	0,6	0,6	0,8	1,0	–
30...50	0,8	0,8	0,8	1,0	1,2
50...80	–	0,8	1,0	1,2	1,2
80...120	–	1,0	1,0	1,2	1,4
120...180	–	–	1,2	1,4	1,4

2. Для сталеві заготовки подачу s_z на зуб на сторону вибирають залежно від міцності σ_B заготовки (виробу)

σ_B , кг/мм ²	<50	50...70	70...75	75...80
s_z , мм	0,015...0,02	0,025...0,03	0,015...0,025	0,025...0,03

Приймаємо $s_z = 0,03$ мм.

Для інших матеріалів (металів) можливо приймати таку величину подачі s_z на зуб

Матеріал	s_z , мм
чавун	0.03...0.1
алюміній . . .	0.02...0.05
бронза	0.05...0.12

Між різальними і калібрувальними зубцями розташовують декілька (два-чотири) зачисних зубців з подачею s_z на зуб, що зменшується. Для нашого прикладу приймаємо три перехідні зубця з наступним розподілом величини подачі:

$$\text{перший зуб} \quad s_{z1} = \frac{1}{2} s_z = \frac{1}{2} 0,03 = 0,015 \text{ мм}$$

$$\text{другий зуб} \quad s_{z2} = \frac{1}{3} s_z = \frac{1}{3} 0,03 = 0,01 \text{ мм} \quad (17.2)$$

$$\text{третій зуб} \quad s_{z3} = \frac{1}{6} s_z = \frac{1}{6} 0,03 = 0,005 \text{ мм}$$

3. Профіль, розміри зуба і западини між зубами вибирають за табл. 17.3 залежно від площі металу, що зрізується одним ріжучим зубом протяжки. Площа перетину впадини між зубами повинна відповідати умові:

$$k = \frac{F_b}{F_c} = 2 \dots 5 \quad (17.3)$$

де k – коефіцієнт заповнення впадини між зубцями протяжки за табл.17.2;

F_b – площа перерізу впадини;

F_c – площа перерізу згорнутої стружки, що зрізана одним зубом протяжки.

Площу перерізу згорнутої стружки можливо визначити як

$$F_c = l_d s_z = 60 \cdot 0,03 = 1,8 \text{ мм}^2. \quad (17.4)$$

Звідки маємо

$$F_b = k F_c = 3 \cdot 1,8 = 5,4 \text{ мм}^2. \quad (17.5)$$

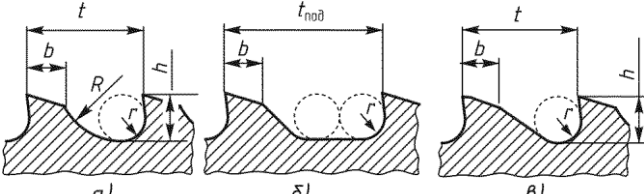
Табл. 17.2. Коефіцієнт k заповнення стружкової канавки

$s_z, \text{ мм}$	Сталь із $\sigma_B, \text{ кг/мм}^2$			Чавун, бронза	Алюміній
	<40	40...70	>70		
<0,03	3	2,5	3	2,5	2,5
0,03...0,07	4	3	3,5	2,5	3
>0,07	4,5	3,5	4	3	3,5

За табл. 17.3 для значення $F_b = 5,8 \text{ мм}^2$ при прямолінійній формі западини, отримуємо:

- крок протяжки $t = 7,0 \text{ мм}$;
- глибина западини $h = 2,3 \text{ мм}$;
- довжина задньої поверхні $b = 3,0 \text{ мм}$;
- радіус округлення впадини $r = 1,25 \text{ мм}$.

Табл. 17.3. Профіль стружкової канавки, мм

									
t	за рис. а та б					за рис. в			
	h	b	r	R	$F_b, \text{ мм}^2$	h	b	r	$F_b, \text{ мм}^2$
4	1,6	1,5	0,8	2,5	1,91	–	–	–	–
5	2,0	1,5	1,0	3,5	3,14	–	–	–	–
6	2,5	2	1,25	4	4,91	2,0	2,5	1,0	3,0
7	3	2,5	1,5	4	7,06	2,3	3,0	1,25	5,8
8	3	3	1,5	5	7,06	2,7	3,5	1,5	7,0
10	4	3	2,0	7	12,56	3,6	4,0	2,0	12,5
12	5	4	2,5	8	19,62	4,5	4,5	2,5	19,3
14	6	4	3,0	10	28,25	5,4	5,0	3,0	28,9
16	7	4	3,5	12	38,46	6,3	5,5	3,5	38,0
18	8	6	3,5	12	50,00	7,2	6,0	4,0	49,6
20	9	6	1,5	14	63,58	8,1	6,5	4,5	62,7

Варіант оформлення впадини за табл. 17.3,а між зубцями застосовують у самому зальному випадку оброблення, це найбільш універсальна конструкція.

Варіант оформлення впадини за табл. 17.3,в застосовують як спрощений варіант табл. 17.3,а. Його відмінність тільки в меншому об'ємі стружкової канавки.

Варіант оформлення впадини за табл. 17.3,б застосовують у разі оброблення крихких матеріалів, таких як бронза, латунь, чавун. Ці матеріали під час оброблення утворюють крихку стружку (так звану сипучку), яка вільно розподіляється у канавці.

Профіль та розміри стружкових канавок оформлюють за шаблоном, поданим на рис. 17.1

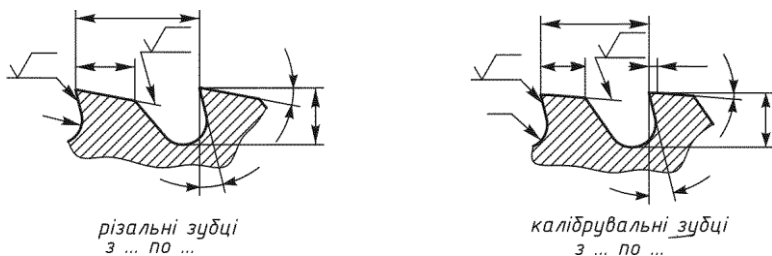


Рис. 17.1. Шаблон профілю зубів протяжки

4. Крок калібрувальних зубів t_k протяжки приймають рівним 0,6 ... 0,8 кроку різальних зубів. Приймаємо

$$t_k = 0,8 t = 0,8 \cdot 7 = 5,6 \text{ мм.} \quad (17.6)$$

5. Для отримання кращої якості обробленої поверхні, крок різальних зубів протяжки роблять змінним по довжині на величину приблизно $\pm(0,1 \dots 0,2) \text{ мм}$.

Приймаємо зміну кроку $\pm 0,2 \text{ мм}$. Тоді крок суміжних зубців може виконувати за схемою

$$7 - 0,2 = 6,8 \text{ мм} \rightarrow 7,0 \text{ мм} \rightarrow 7 + 0,2 = 7,2 \text{ мм} \rightarrow \text{і т.д.}$$

6. Фаску на калібрувальних зубцях виконуємо змінної ширини від 0,2 мм на першому калібрувальному зубці до 1,0 мм на останньому зубці.

7. Максимальна кількість одночасно працюючих зубів

$$z_{max} = \frac{l_{дет}}{t} + 1 = \frac{60}{7} + 1 = 9,57. \quad (17.7)$$

Вважаємо, що одночасно працює 9 зубців протяжки.

8. Діаметр передньої напрямної протяжки

$$d_{п.н} = D - A = 25 - 1 = 24 \text{ мм.} \quad (17.8)$$

9. Розміри різальних зубів.

9.1. Діаметр першого зуба приймають рівним діаметру передньої направляючої частини: $d_1 = D - A = 25 - 1 = 24 \text{ мм}$. Діаметр кожного подальшого зуба збільшуємо на $2s_z$.

9.2. На останніх трьох зачищувальних зубах, передуючих калібрувальним зубам, під'їм на зуб поступово зменшуємо за даними залежностями (17.2) п. 2 даного прикладу, а саме:

$$s_{z1} = \frac{1}{2}s_z = \frac{1}{2}0,03 = 0,015 \text{ мм}$$

$$s_{z2} = \frac{1}{3}s_z = \frac{1}{3}0,03 = 0,01 \text{ мм}$$

$$s_{z3} = \frac{1}{6}s_z = \frac{1}{6}0,03 = 0,005 \text{ мм}$$

9.3. Діаметр калібрувальних зубів

$$d_k = (D + es_D) \pm \delta = (25 + 0,023) - 0,005 = 25,018 \text{ мм} \quad (17.9)$$

де D – номінальний діаметр отвору обробленої деталі;
 es_D – верхня допустима границя отвору деталі;
 δ – зміна розміру отвору після протягування.

Знак параметру δ залежить від оброблюваного матеріалу деталі. Його визначають експериментальним шляхом.

Якщо діаметр отвору збільшується – приймають від'ємний знак $(-\delta)$ параметру.

Якщо діаметр отвору зменшується – приймають додатній знак $(+\delta)$ параметра.

Конструкційні сталі здебільшого мають збільшення діаметру отвору після оброблення протягуванням, тому параметр δ був прийнятий з від'ємним знаком $\delta = -0,005$ мм.

У більшості випадків при протягування заготовок із конструкційних сталей спостерігається збільшення діаметра отвору в межах $0,005 \dots 0,01$ мм. Кажуть "оброблення супроводжується розбиттям отвору".

Під час оброблення в'язких матеріалів спостерігається зменшення отвору обробленої деталі на величину приблизно $0,01$ мм. Кажуть "оброблення супроводжується усадкою отвору".

При обробленні отворів з великими допусками (за квалітетами $IT9 \dots IT10$ і грубіше) діаметр калібрувальних зубів приймають як

$$d_k = D_{max} - (0,01 \dots 0,005) \text{ мм.} \quad (17.10)$$

Обчислені розміри зубів зводяться в таблицю, яку наводять на робочому кресленнику протяжки

Номер зуба	1	2	3	4	5	...
Діаметр, мм	24,00	24,06	24,12	24,18	24,24	...

10. Орієнтовно кількість різальних зубів підраховується за формулою

$$s_{\text{різ}} \approx \frac{A}{2s_z} + (2 \dots 3) \approx \frac{1}{2 \cdot 0,03} + 2 \approx 16 \quad (17.11)$$

і потім уточнюється за таблицею розмірів зубів (наведена вище) у попередньому пункті.

11. Кількість калібрувальних зубів z_k приймають залежно від типу (призначення) протяжки:

Тип протяжки	z_k
циліндрична для отворів за $IT6 \dots$	7...8
циліндрична для отворів за $IT7$ та більше ..	5...6
шліцьові	5
шпонкові	4
чорнові	2...4

12. Вибираємо конструктивні розміри хвостової частини протяжки (рис. 17.2) за відповідними стандартами або довідниками¹⁶.

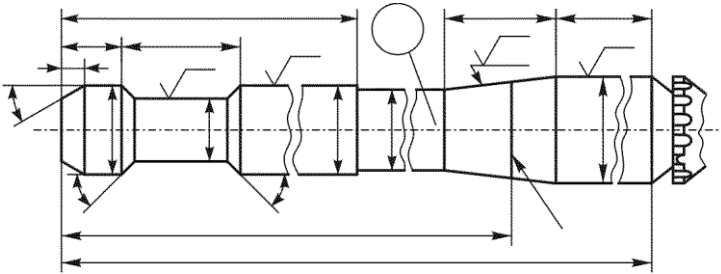


Рис. 17.2. Шаблон кресленика хвостовика протяжки

Якщо загальна довжина протяжки перевищує найбільшу довжину ходу верстата, то роблять комплект протяжок. Загальну кількість різальних зубів ділять на прийнятну кількість проходів.

13. Максимально допустима сила різання

$$P_z^{max} \approx 700 s_z^{0,85} D z_{max} = 700 \cdot 0,03^{0,85} \cdot 25 \cdot 9 \approx 7995 \text{ кгс} = 78,4 \text{ кН.} \quad (17.12)$$

Якщо отримана сила P_z^{max} перевищує тягову силу верстата, приведену в його паспортних даних, необхідно зменшити z_{max} (та збільшити крок зубів) або зменшити величину підйому на зуб s_z .

13. Перевіряємо конструкцію протяжки на міцність:

13.1. Розрахунок конструкції на розрив у впадині першого зуба

$$\frac{P_z^{max}}{F} \leq \sigma_{прот}. \quad (17.13)$$

де P_z^{max} – максимальне зусилля, що виникає під час роботи протяжки;

F – площа небезпечного перерізу по впадині перед першим зубом;

$\sigma_{прот}$ – допустиме напруження для матеріалу протяжки.

¹⁶ Баранчиков В.И. Справочник конструктора-инструментальщика. М.: «Машиностроение». 1994, 560 с.

Площу F небезпечного перерізу по впадині перед першим зубом можливо визначити як

$$F = \frac{\pi(d_{п.н} - 2h)^2}{4} = \frac{\pi(24 - 2 \cdot 2,3)^2}{4} = 296 \text{ мм}^2. \quad (17.14)$$

де $d_{п.н} = 24 \text{ мм}$ – діаметр передньої напрямної за (17.8);
 $h = 2,3 \text{ мм}$ – глибина стружкової канавки за табл. 17.3.

Допустима величина напружень становить:

- для швидкорізальної сталі $\sigma_{\text{прот}}^{\text{доп}} = 35 \text{ кгс/мм}^2$;
- для легованої сталі $\sigma_{\text{прот}}^{\text{доп}} = 30 \text{ кгс/мм}^2$;
- для матеріалу хвостовика (зварних протяжок) із конструкційної сталі $\sigma_{\text{прот}}^{\text{доп}} = 25 \text{ кгс/мм}^2$.

13.2. Напруження, що виникають у небезпечному перерізі (стружкова канавка) перед першим різальним зубом протяжки

$$\sigma_{\text{прот}} = \frac{P_z^{\text{max}}}{F} = \frac{7995}{296} \approx 27 \frac{\text{кгс}}{\text{мм}^2}. \quad (17.15)$$

Отримана величина не перевищує допустимого значення

$$\sigma_{\text{прот}} < \sigma_{\text{прот}}^{\text{доп}}. \quad (17.16)$$

13.3. Проводимо аналогічний розрахунок для перерізу хвостовика виготовленого із конструкційної сталі

$$F_x = \frac{\pi d_{ш}^2}{4} = \frac{\pi 17^2}{4} = 227 \text{ мм}^2 \quad (17.17)$$

$$\sigma_{\text{прот}} = \frac{P_z^{\text{max}}}{F_x} = \frac{7995}{227} \approx 35,2 \frac{\text{кгс}}{\text{мм}^2} = 345 \text{ МПа} \quad (17.18)$$

Отже, матеріал хвостовика не витримує навантажень

$$\sigma_{\text{прот}} > \sigma_{\text{прот}}^{\text{доп}}. \quad (17.19)$$

У такому разі необхідно:

- зменшити величину подачі на зуб s_z ;
- збільшити крок зубців t , тим самим зменшивши кількість зубів, що працюють одночасно;
- заново перерахувати параметри протяжки.

14. Перевірка на зминання. Хвостовик протяжки може витримати навантаження на розрив, але не витримати на зминання. Отже, необхідно виконати умову

$$\frac{P_z^{max}}{F_1} \leq \sigma_{змин} \quad (17.20)$$

- де P_z^{max} – максимальне зусилля різання під час протягування;
 F_1 – опорна площа хвостовика протяжки;
 $\sigma_{змин}$ – допустиме напруження, зазвичай приймають
 $\sigma_{змин} = 60 \frac{\text{кгс}}{\text{мм}^2} = 588 \text{ МПа}$.

Опорну площу F_1 можливо визначити як

$$F_1 = \frac{\pi(d_1^2 - d_2^2)}{4} \quad (17.21)$$

- де d_1 – діаметр хвостовика протяжки;
 d_2 – діаметр шийки хвостовика протяжки.

Контрольні питання

1. Чи залежить міцність свердла від його форми?
2. Чи співпадають профілі стружкової канавки свердла і канавкової фрези?
3. Що таке гострозаточена фасонна фреза?
4. Що таке затилована фасонна фреза?
5. У чому відмінність між гострозаточеною та затилованою фрезами?
6. Навіщо виконують затилювання фрез?
7. По якій поверхні переточують затиловані фрези?
8. Що таке "вихідний переріз" довбач?
9. По якій поверхні переточують довбач?

Розділ IV

МОДУЛЬНИЙ ІНСТРУМЕНТ

18 МОДУЛЬНИЙ ІНСТРУМЕНТ

Різальні інструменти для обробки на верстатах з ЧПК переважно проектують за модульним принципом. Суть принципу полягає в тому, що різальний інструмент (свердла, фрези, розточувальні головки тощо) закріплюють в уніфікованих вузлах одного чи кількох допоміжних інструментів, які в свою чергу з'єднуються зі шпинделем верстата.

Зазвичай до складу модульного інструмента входять різальні інструменти або різцеві головки, патрони, оправки, подовжувачі, перехідники, базисні агрегати тощо.

Застосування уніфікованих модулів дозволяє налаштувати інструмент на виготовлення інших деталей шляхом їх перекомпонування. Використання змінних модулів дозволяє швидко змінити тип інструмента, збільшити або зменшити діаметр обробки, довжину вильоту тощо.

Застосування таких систем забезпечує високу гнучкість, можливість швидкого переналагодження та економічну ефективність обробки.

Окремі похибки кожного елемента модульного інструмента додаються та визначають результуючу точність інструмента, встановленого на верстаті. Тому до модульного інструмента висуваються вимоги забезпечення необхідної результуючої точності та жорсткості, оскільки наявність похибок впливає на якість оброблених деталей.

Розглянемо інструментальну систему для обробки на верстатах з ЧПК свердлильно-фрезерної групи. Вона складається з допоміжного та різального інструмента.

18.1 Державки

Державки (рис. 18.1,*а*) з конічним хвостовиком та конусністю рівною 7:24 і затискними гвинтами призначені для кріплення інструментів з циліндричним хвостовиком і лискою, зокрема кінцевих фрез, свердел, мітчиків, розверток або державок допоміжного інструмента.

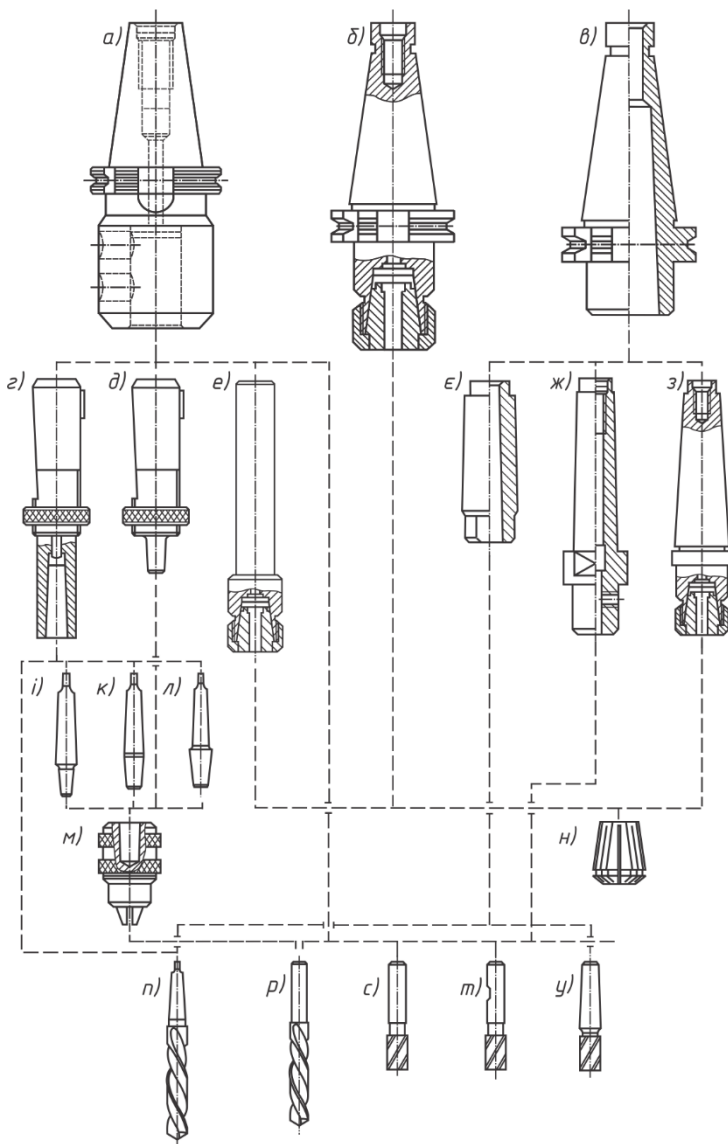


Рис. 18.1. Інструментальна система

Цангові патрони

Існують конструкції з внутрішнім та зовнішнім підведенням охолоджувальної рідини в зону різання. Приєднувальні розміри державки та допуски на їх виготовлення наведені в табл. 18.1.

Цангові патрони призначені для закріплення інструментів з циліндричним хвостовиком. За формою приєднувальної частини розрізняють цангові патрони з хвостовиком 7:24 (рис. 18.1,б), які безпосередньо установлюють у шпинделі верстата або з хвостовиками з конусом Морзе (рис. 18.1,з), циліндричним (рис.18.1,е) тощо, для яких використовують додаткові допоміжні інструменти.

У табл. 18.2 ... 18.4 наведені приєднувальні розміри патронів. Допуск радіального биття внутрішньої конічної поверхні (під цангу) відносно осі конуса становить:

- для координатно-розточувальних верстатів – 0,01 мм;
- для фрезерних верстатів – 0,02 мм.

Цанги

Цанги призначені для забезпечення безпосереднього контакту з різальним інструментом та утримання його в процесі роботи. В табл. 18.5 та 18.6 наведені розміри та допуски на виготовлення цанг до цангових патронів.

Втулки перехідні

Перехідні втулки з зовнішнім конусом 7:24 і внутрішнім конусом Морзе (рис. 18.1,в) вставляються в шпиндель верстата і вони є базою для кріплення різального або допоміжного інструмента з конусом Морзе. Розміри втулок та допуски на них наведені в табл. 18.7.

Втулки регульовані

Регульована довга втулка з внутрішнім конусом Морзе (рис. 18.1,г) призначена для закріплення різальних та допоміжних інструментів з конусом Морзе. Втулка дозволяє регулювати виліт інструмента, після чого її стопорять гайкою. У втулці можуть бути розміщені оправки з конусом Морзе для свердильних патронів (рис. 18.1,і...м). За конструкцією розрізняють регульовані втулки довгі та короткі. Приєднувальні розміри втулки та допуски на них наведені в табл. 18.8.

18.2 Оправки для свердлильних патронів

Конічні оправки мають конус Морзе 0 ... 5 для з'єднання з шпинделем верстата, втулкою тощо та укороченим конусом Морзе B10 ... B24 для з'єднання зі свердлильним патроном. Розміри конічних оправок та допуски на їх виготовлення наведено в табл. 18.9.

Оправки регульовані

Регульовані оправки з зовнішнім конусом Морзе і циліндричним хвостовиком (рис. 18.1,д) призначені для свердлильних патронів (рис. 18.1,н). Приєднувальні розміри оправки та допуски на їх виготовлення наведені в табл. 18.10, а свердлильного патрона – табл. 18.11.

Втулки перехідні з конусом Морзе

У ряді випадків виникає необхідність переходу від більшого номера конусу Морзе до меншого. Для цього використовують перехідні втулки з конусом Морзе (рис. 18.1,є). Конструктивні параметри та допуски на втулки наведені в табл. 18.12.

Патрони (державки) із затискними гвинтами для інструментів з циліндричним хвостовиком і лискою

Якщо в шпинделі верстата закріплено перехідну втулку з зовнішнім конусом 7:24 і внутрішнім конусом Морзе, а необхідно закріпити різальний інструмент з циліндричним хвостовиком, то застосовують патрони (державки) із затискними гвинтами для інструментів з циліндричним хвостовиком і лискою (рис. 18.1,ж).

Ці патрони мають зовнішній конус Морзе та циліндричний отвір для розміщення різального інструменту. Закріплення інструмента відбувається за допомогою гвинта. Приєднувальні розміри патрона та допуски на них наведені в табл. 18.13.

Табл. 18.1. Державка для закріплення інструментів з циліндричним хвостовиком

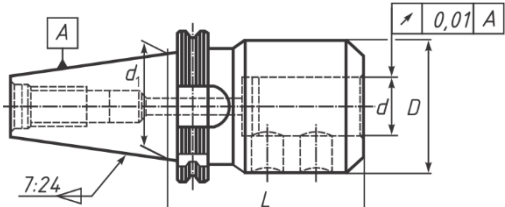
				
Конус 7:24	d_1 , мм	d , H5, мм	D , мм	L , мм
40	44,45	20	60	80
		25	65	90
		28	65	100
		36	72	
50	69,85	28	65	80
		36	72	100
		48	80	120

Табл. 18.2. Патрон цанговий з конічним хвостовиком 7:24

Конус	Цанга	D , мм	L_1 , мм	d , мм	L_2 , мм
30	ER 16	31,75	68,4	1,0 ... 10	60
	ER 20			1,5 ... 13	70
	ER 25			1,0 ... 16	
40	ER 20	44,45	93,4	1,5 ... 13	60
	ER 25			1,0 ... 16	130
	ER 32			1,5 ... 20	
	ER 40			2,5 ... 26	
50	ER 32	69,85	126,8	1,5 ... 20	70
	ER 40			1,5 ... 20	130
				2,5 ... 26	

Допуск радіального биття внутрішньої конічної поверхні (під цангу) відносно осі конуса складає:

- для координатно-розточувальних верстатів – 0,01 мм;
- для фрезерувальних верстатів – 0,02 мм

Табл. 18.3. Патрон цанговий з хвостовиком – конус Морзе (ДСТУ ГОСТ 25557-82)

Конус	Цанга*	D , мм	L_1 , мм	d , мм	L_2 , мм
2	ER 16	17,780	64,0	3 ... 12	40
3	ER 20	23,825	81,0		43
	ER 32			14 ... 20	70
4	ER 25	31,267	102,5	3 ... 12	50
	ER 32			14 ... 20	60

*Розміри та допуски цанги див. табл. 18.5.

Допуск радіального биття внутрішньої конічної поверхні (під цангу) відносно осі конуса складає:

- для координатно-розточувальних верстатів – 0,01 мм;
- для фрезерних верстатів – 0,02 мм

Табл. 18.4. Патрон цанговий з циліндричним хвостовиком

Цанга*	d , мм	D , мм	L_1 , мм	L_2 , мм
ER 16	1,0 ... 10	20150	30	
ER 20	1,0 ... 13	20	36	
ER 25	1,0 ... 16	25	46	
ER 32	1,5 ... 20	36	54	

*Розміри та допуски цанги див. табл. 18.5

Допуск радіального биття внутрішньої конічної поверхні (під цангу) відносно осі хвостовика складає:

- для координатно-розточувальних верстатів – 0,01 мм,
- для фрезерних верстатів – 0,02 мм

Табл. 18.5. Цанги ER

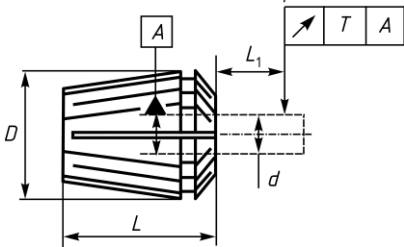
						
Позначення	d , мм	D , мм	L , мм	L_1 , мм	Допуск конуса	T , мм
ER 16	1,0 ... 2,5	17	27,5	10	AT6	0,020
	2,5 ... 10,0			16	AT7	
ER 20	1,0 ... 2,5	21	31,5	10	AT6	0,020
	2,5 ... 13,0			16	AT7	
ER 25	1,0 ... 7,0	25	34,0	16	AT6	0,015
	7,0 ... 10,0			25	AT7	
	10,0 ... 16,0			40	AT5	0,020
ER 32	1,5 ... 7,0	32	40,0	16	AT6	0,015
	7,0 ... 10,0			25	AT5	
	10,0 ... 18,0			40	AT8	0,020
	18,0 ... 20,0			50	AT6	
ER 40	2,5 ... 7,0	40	46,0	16	AT8	0,015
	7,0 ... 10,0			25	AT6	
	10,0 ... 18,0			40	AT5	0,020
	18,0 ... 26,0			50	AT7	

Табл. 18.6. Допуск радіального биття внутрішньої циліндричної поверхні цанги відносно зовнішньої конічної поверхні (ГОСТ 17166-71)

Тип верстата	T , мм
Цанга до патронів для координатно-розточувальних верстатів	0,005
Цанга до патронів для фрезерувальних верстатів	0,015
Цанга до патронів для свердлильних, револьверних верстатів і токарно-револьверних автоматів	0,020

Табл. 18.7. Втулки перехідні з зовнішнім конусом 7:24 і внутрішнім конусом Морзе

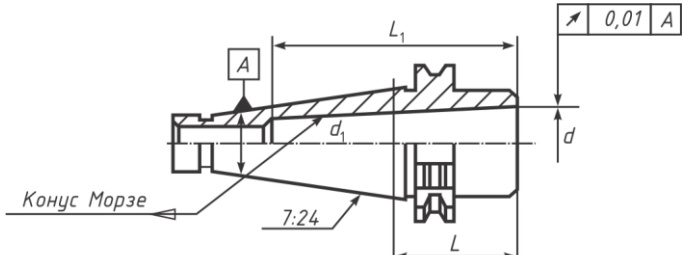
					
Конус 7:24	Конус Морзе	d_1 , мм	d , мм	L , мм	L_1 , мм
30	1	31,75	12,065	50	56
	2		17,780		67
40	1	44,45	12,065	50	56
	2		17,780		67
	3		23,825	65	84
	4		31,267	95	107

Табл. 18.8. Втулка регульована довга з внутрішнім конусом Морзе (ГОСТ 27053-86)

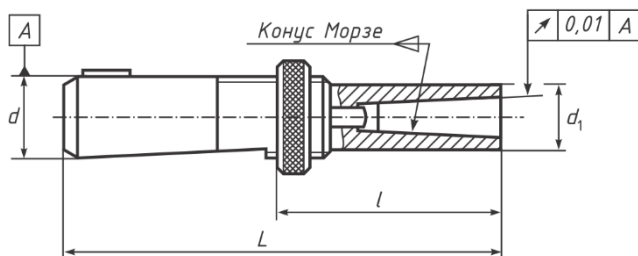
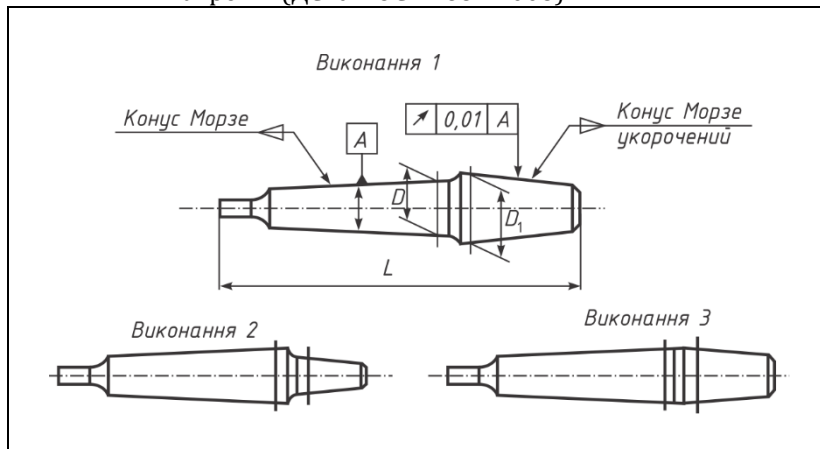
				
d , мм	d_1 , мм	L , мм	l , мм	Конус Морзе
28	25	120	25	1
		145	50	2
36	32	148	30	1
		178	60	2
		208	90	3
48	44	184	40	3
		184	40	4

Табл. 18.9. Оправки з конусом Морзе для свердлильних патронів (ДСТУ ГОСТ 2682:2008)



Конус Морзе укорочений	Виконання	Конус Морзе	Допуск конуса	D, мм	D ₁ , мм	L, мм
B16	1	1	AT7	12,065	15,733	99
	2	2	AT6	17,780		112
		3	AT8	23,825		134
		4	AT7	31,267		156
B18	1	1	AT6	12,065	47,780	107
	3	2	AT6	17,780		120
	2	3	AT7	23,825		140
		4	AT8	31,267		164
		5	AT7	44,399		196
B22	1	2	AT6	17,780	21,793	130
	2	3	AT8	23,825		149
		4	AT7	31,267		176
		5	AT8	44,399		206

Табл. 18.10. Оправки регульовані з зовнішнім конусом Морзе і
циліндричним хвостовиком для свердильних
патронів (ДСТУ ГОСТ 28485:2008)

Конус 7:24	d , мм	d_1 , мм	L , мм	l , мм
B16	20	15,733	117	16
	25		124	17
	28		147	19
	36		173	23
	48			
B18	28	17,780	132	17
	36		155	19
B22	36	21,793	163,5	19
	48		189,5	23

Табл. 18.11. Патрони свердильні трикулачкові з ключем
(ДСТУ ГОСТ 8522:2008)

Типорозмір патрона	Конус Морзе укорочений	d , мм	D , мм	L , мм
13	B16	1 – 13	52	93
16	B18	3 – 16	58	104
20	B22	5 – 20	78	130

Табл. 18.12. Втулки перехідні з конусом Морзе
(за ДСТУ ГОСТ 13789:2008)

<p>Конус Морзе</p> <p>Конус Морзе</p> <p>d_1</p> <p>d</p> <p>D</p> <p>L</p> <p>$\sqrt{\text{0,01 A}}$</p>				
Конус Морзе				
Зовнішній		Внутрішній		
3	AT7	1	AT7	23,825
	AT8	2	AT8	
4	AT7	2	AT7	31,267
	AT8	3	AT8	
d_1 , мм d , мм D , мм L , мм				
d_1 , мм d , мм D , мм L , мм				
d_1 , мм d , мм D , мм L , мм				
d_1 , мм d , мм D , мм L , мм				

Табл. 18.13. Патрони (державки) із затискними гвинтами для інструментів з циліндричним хвостовиком і лискою (ДСТУ ISO 5414:2015)

Конус Морзе	d_1 , мм	d , H5, мм	D , мм	L , мм
2	17,780	10	35	50
3	23,825	10	35	45
		12	42	50
		16	48	71
4	31,267	10	35	45
		12	42	56
		16	48	56
		20	52	71

18.3 Класи точності верстатів

Точність металорізальних верстатів визначається трьома групами показників, що характеризують точність обробки, геометричну точність верстатів та додаткові показники. Встановлено п'ять класів точності верстатів по абсолютній системі класифікації, що позначаються в порядку зростання рівня точності: Н, П, В, А і С.

Точність радіального биття шпинделів верстатів свердлильно-фрезерної групи наведена в табл. 18.14 ... 18.16.

Табл. 18.14. Радіальне биття внутрішнього конуса шпинделя вертикально-свердильних верстатів універсальних та з ЧПК (ГОСТ 370-93)

Умовний діаметр свердління, мм	Відстань від торця L, мм	Допуск, мкм для верстатів класів точності	
		Н	П
До 12	-	12	8
	100	20	12
Понад 12 до 20	-	16	10
	200	25	16
Понад 20 до 80	-	20	12
	300	30	20

Табл. 18.15. Радіальне биття внутрішнього конуса шпинделя вертикально-фрезерних верстатів універсальних та з ЧПК (ГОСТ 9726-89)

Умовний діаметр свердління, мм	Відстань від торця L, мм	Допуск, мкм для верстатів класів точності	
		Н	П
До 100	-	8	6
	150	12	10
Понад 100 до 160	-	10	8
	300	20	16

Табл. 18.16. Радіальне биття конічного отвору шпинделя свердлильно-фрезерно-розточувальних верстатів з ЧПК (ГОСТ 30027-93)

Кінець шпинделя (конус 7:24)	Відстань від торця L , мм	Допуск, мкм для верстатів класів точності	
		П	А
30, 40	-	6	4
	150	12	8
45, 50, 6	-	10	6
	300	20	12

В якості різальних інструментів до верстатів свердлильно-фрезерно-розточувальної групи використовують свердла, зенкери, розвертки, розточувальні головки, фрези, мітчики, спеціальні інструменти тощо.

18.4 Точність свердел

Спіральні свердла виготовляють трьох класів точності:

- А1 – підвищеної точності;
- В1, В – нормальної точності.

Свердла класу точності А1 призначені для свердління отворів 10-13 квалітетів точності, класу точності В1 - для свердління отворів до 14 квалітету точності, класу точності В - для свердління отворів до 15 квалітету точності.

Допуски радіального биття різальних кромek свердел з циліндричним та конічним хвостовиками наведені в табл. 18.17, 18.18.

Допуски кінцевих фрез з циліндричним та конічним хвостовиками наведені в табл. 18.19.

Табл. 18.17. Допуски радіального биття по стрічках на всій довжині робочої частини циліндричних свердел відносно осі хвостовика, мм (ГОСТ 2034-80)

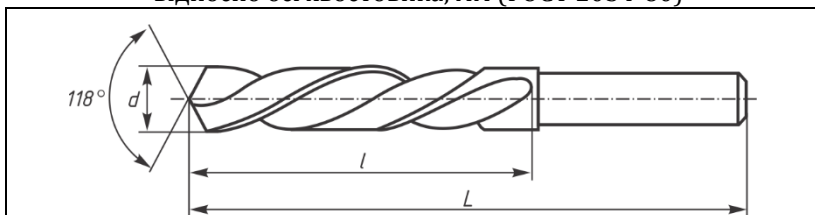


Табл. 18.17(продовження)

Діаметр свердла <i>d</i> , мм	Клас точності свердла	Коротка серія*	Середня серія**	Довга серія***
3 ... 6	А1	0,10	0,14	0,20
6 ... 10		0,08	0,12	0,16
10 ... 20		0,06	0,10	0,12
понад 20		0,05	-	0,11
3 ... 6	В1, В	0,13	0,18	0,26
6 ... 10		0,10	0,14	0,19
10 ... 20		0,09	0,11	0,14
понад 20		0,06	-	0,13
*Розміри за ДСТУ ГОСТ 10902: 2008				
** Розміри за ДСТУ ГОСТ 4010: 2008				
*** Розміри за ДСТУ ГОСТ 886: 2008				

Табл. 18.18. Допуски радіального биття по стрічках на всій довжині робочої частини конічних свердел відносно осі хвостовика, мм (ГОСТ 2034-80, фрагмент)

				
Діаметр свердла d , мм	Клас точності свердла	Нормальної довжини*	Довгі **	Подовжені***
3 ... 6	A1	0,19	0,24	
6 ... 10		0,15	0,22	
10 ... 20		0,10	0,15	
понад 20		0,09	0,11	
3 ... 6	B1, B	0,24	0,30	
6 ... 10		0,18	0,26	
10 ... 20		0,13	0,18	
понад 20		0,11	0,13	
*Розміри за ГОСТ 10903-77				
** Розміри за ГОСТ 12121-77				
*** Розміри за ГОСТ 2092-77				

Табл. 18.19. Допуски радіального биття кінцевих фрез, мм
(ГОСТ 17024-82)

Діаметр фрези, мм	Виконання А (з циліндричною стрічкою)		Виконання Б (заточені нагостро)
	нормальної точності	підвищеної точності	
до 16	0,04	0,03	0,06
16 ... 20	0,05	0,04	0,10
понад 20	0,06		

18.5 Компоновка модульного інструмента

Таким чином, використовуючи різні поєднання різального та допоміжного інструмента, можна отримати різні компоновки модульного інструмента.

До модульного інструмента, що застосовується на свердильно-фрезерних верстатах, висувається низка вимог: універсальність, зниження витрат на виготовлення та обслуговування, скорочення часу на переналагодження тощо.

Серед експлуатаційних характеристик, окрім продуктивності, важливими є показники точності, жорсткості і вібростійкості кріплення на верстатах з ЧПК.

Критерієм оцінки якості компоновок різального та допоміжного інструментів є розраховані значення похибок модульного інструмента. У разі незадовільного результату вносять корективи у компоновку модульного інструмента або переглядають допуски на виготовлення його окремих елементів.

Биття різальних кромek інструмента в системі координат, зв'язаною з верстатом, розглядається як замикальна ланка у складному розмірному ланцюгу, утвореному відхиленнями лінійних та кутових розмірів елементів технологічної системи.

Розв'язок рівняння цього ланцюга теоретико-ймовірнісним методом дозволяє врахувати закони розподілення відхилень розмірів різального та допоміжного інструмента під час їх виготовлення і випадковий характер складових похибок, таких як зміщення та перекося осей під час складання компоновок різального та допоміжного інструмента.

Кутові похибки складових ланок (перекося осей) і векторні похибки (паралельне зміщення осей) додаються шляхом приведення

перекосів осей до векторного вигляду в площині замикальної ланки (биття різальних кромок) через передаточні відношення:

$$e_{\Delta} = \frac{1}{K_{\Delta}} \sqrt{\sum_i^n A_i^2 K_i^2 e_i^2} \quad (18.1)$$

де e_{Δ} – половина допустимої величини биття замикальної ланки;

K_{Δ} – коефіцієнт відносного розсіювання замикальної ланки;

A_i – передаточне відношення;

K_i – коефіцієнт відносного розсіювання i -ї ланки;

e_i – величина биття i -ї ланки;

n – кількість ланок ланцюга.

Характеристика замикальної ланки:

$$K_{\Delta} = 1 + \frac{0,55}{\sum_{i=1}^n e_i} \left(\sqrt{\sum_{i=1}^n K_i^2 e_i^2} - \sum_{i=1}^n e_i^2 \right). \quad (18.2)$$

Для кожної ланки необхідно визначити характеристики розподілення. Для деталей, що обробляються шліфуванням і контролюються за допомогою універсальних засобів вимірювання, значення коефіцієнтів наведені в табл. 18.20 [1].

Залежності точності центрування конусів від величини похибок їх виготовлення наведені в табл. 18.21. Для циліндричних з'єднань діаметром $d = 30 \dots 50$ мм з бічним затиском гвинтами значення перекосу e залежно від точності виготовлення наведено в табл. 18.22 [2].

Табл. 18.20. Характеристики розподілення виробничого допуску під час обробки приєднувальних поверхонь допоміжного інструмента

Спосіб обробки поверхні	Вид поверхні	K_i
Зовнішнє шліфування в центрах	конус Морзе	1,17
	конус 7:24	1,51
	конус 1:5	1,37
	циліндрична	1,09
Внутрішнє шліфування	конус Морзе	1,17
	конус 7:24	1,17
	конус 1:5	1,21
	циліндрична	1,09
Безцентрове шліфування	конус Морзе	1,03

Табл. 18.21. Залежність биття $2e$ інструмента на довжині вильоту 100 мм залежно від ступеню точності конусів, мкм [1]

Конус	Ступінь точності конусів							
	AT3	AT4	AT5	AT6	AT7	AT8	AT9	AT10
7:24	1,0	1,2	1,3	2,6	5,0	12,0	-	-
1:20 (конус Морзе)	-	-	9,5	10,5	15,0	18,0	20,0	24,5
1:5 (конус цанги)	-	-	8,0	9,0	10,0	12,0	13,0	17,0

Табл. 18.22. Залежність перекосу e від точності гладких циліндричних з'єднань [2]

Квалітет	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9
Перекіс e , мкм	1,0	1,6	3,2	4,3	6,0	12,0

18.6 Аналіз точності модульного інструмента

Для аналізу точності, жорсткості, вібростійкості збірного інструмента, що складається з кількох послідовно з'єднаних агрегатів, необхідно встановлювати технічні вимоги до окремих компонентів системи. До таких технічних вимог відносяться:

- розміри приєднувальних поверхонь;

- розміри консольних ділянок; допуски на лінійні та кутові розміри;
- допуски на взаємне відносне положення поверхонь;
- умови затягування стиків тощо.

Приклад 18.1

Розрахунок биття свердла, закріпленого у цанговому патроні на верстаті з ЧПК.

Початкові дані

$d = 15 \text{ мм}$	– діаметр свердла спірального з циліндричним хвостовиком довгої серії;
$l = 144 \text{ мм}$	– довжина робочої частини
$L = 220 \text{ мм}$	– загальна довжина\$
B	– клас точності (нормальний) ДСТУ ГОСТ 886: 2008;
патрон	– патрон цанговий з хвостовиком 7:24, ступінь точності конуса АТ5 (ГОСТ 25827-2014);
верстат	– верстат свердлильно-фрезерний з ЧПК клас точності П, конус шпинделя 7:24 №30.

Етап 1

Ескіз модульного різального інструмента.

Спіральне свердло з циліндричним хвостовиком закріплюється в цанговому патроні з конічним хвостовиком 7:24 (рис. 18.2).

За табл. 18.2 для свердел в діапазоні діаметрів від 1 до 16 мм може бути прийнятий патрон з конусом 7:24 розмірів: № 30, 40 і 50. Вибираємо патрон №30, який безпосередньо закріплюється в шпинделі верстата з ЧПК з конусом 7:24 №30.

Використовуючи розміри інструмента та агрегатів (табл. 18.2, 18.5), розробляють ескіз модульного різального інструмента (рис. 18.2).

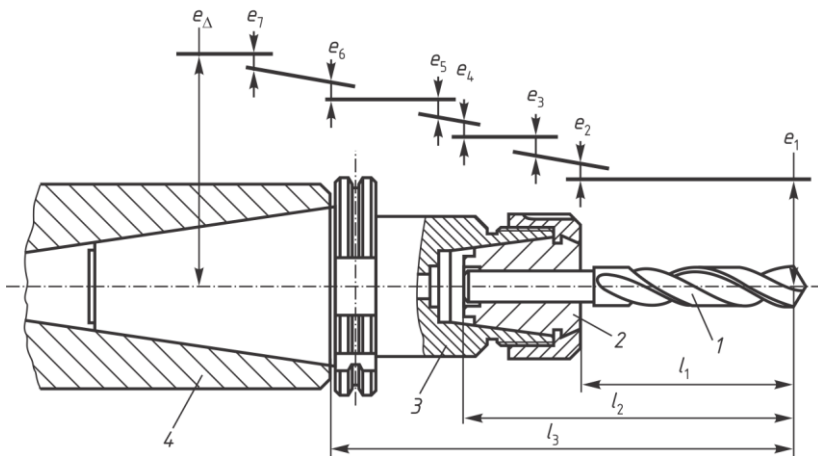


Рис. 18.2. Схема розмірного ланцюга:
 1 – свердло, 2 – цанга,
 3 – цанговий патрон, 4 – шпиндель верстата.

Етап 2

Складові та замикальна ланки розмірного ланцюга.

- e_1 – биття різальних кромek свердла 1 відносно осі його хвостовика;
- e_2 – перекіс свердла відносно циліндричної поверхні цанги 2 на довжині L_1 (рис. 18.2);
- e_3 – биття внутрішньої циліндричної посадкової поверхні цанги 2 відносно її зовнішньої кінцевої поверхні;
- e_4 – перекіс зовнішньої кінцевої поверхні цанги 2 відносно внутрішньої кінцевої посадкової поверхні цангового патрона 3 на довжині L_2 ;
- e_5 – биття внутрішньої кінцевої посадкової поверхні цангового патрона 3 відносно осі його кінцевого хвостовика;
- e_6 – перекіс осі кінцевого хвостовика цангового патрона 3 відносно внутрішнього конуса шпинделя 4 на довжині L_3 ;
- e_7 – биття кінцевого отвору шпинделя 4 верстата відносно його осі;
- e_{Δ} – замикальна ланка – биття осі свердла відносно осі верстата.

Етап 3

Параметри складових ланок розмірного ланцюга

e_i – величина биття i -ї ланки;

A_i – передаточне відношення;

K_i – коефіцієнт відносного розсіювання i -ї ланки

Ланки e_1, e_3, e_5, e_7 – вектори биття, їх значення не залежать від вильоту інструмента.

Ланки e_2, e_4, e_6 – вектори перекосів, які необхідно враховувати залежно від вильоту інструмента.

Для ланок e_1, e_3, e_5, e_7 передаточне відношення:

$$A_1 = A_3 = A_5 = A_7 = 1. \quad (18.3)$$

Для ланок e_2, e_4, e_6 передаточні відношення A_2, A_4, A_6 визначаються окремо.

Ланка e_1 – биття різальних кромek свердла відносно осі його хвостовика визначають за табл. 18.17. Допуск радіального биття $T = 0,14$ мм (для спірального свердла з циліндричним хвостовиком, діаметром 15 мм, класу точності В, серія довга). За величину ланки приймаємо половину допуску биття, тобто

$$e_1 = \frac{T}{2} = \frac{0,14}{2} = 0,07 \text{ мм.} \quad (18.4)$$

Ланка e_2 – перекоc свердла відносно циліндричної поверхні цанги. За табл. 18.5 допуск радіального биття оправки відносно цанги ER 25 $T = 0,02$ мм. Тоді розмір ланки

$$e_2 = \frac{T}{2} = \frac{0,02}{2} = 0,01 \text{ мм.} \quad (18.5)$$

Допуск заданий на довжині $L_1 = 40$ мм, а виліт свердла відносно цанги дорівнює розміру l_1 (рис. 18.2). Розмір l_1 визначається як різниця довжини свердла ($l = 144$ мм) та довжини цанги ($L = 40$ мм, табл. 18.5). Отже,

$$l_1 = 144 - 40 = 104 \text{ мм.} \quad (18.6)$$

Передаточне відношення

$$A_2 = \frac{l_1}{L_1} = \frac{104}{40} = 2,6. \quad (18.7)$$

Ланка e_3 – радіальне биття внутрішньої циліндричної посадкової поверхні цанги відносно її зовнішньої кінчної поверхні. За табл. 18.6 для цанг до патронів для свердлильних і револьверних верстатів $T = 0,02$ мм. Отже,

$$e_3 = \frac{T}{2} = \frac{0,02}{2} = 0,01 \text{ мм.} \quad (18.8)$$

Ланка e_4 – перекіс зовнішньої кінчної поверхні цанги відносно внутрішньої кінчної посадкової поверхні цангового патрона. За табл. 18.21 для конуса 1:5 (конус цанги) для ступеню точності АТ5 допуск складає 8 мкм на 100 мм довжини вильоту. Розмір ланки

$$e_4 = \frac{T}{2} = \frac{0,008}{2} = 0,004 \text{ мм.} \quad (18.9)$$

За рис. 18.2 довжина вильоту l_2 дорівнює довжині свердла, тобто $l_2 = 144$ мм. Передаточне відношення

$$A_4 = \frac{l_2}{100} = \frac{144}{100} = 1,44. \quad (18.10)$$

Ланка e_5 – биття внутрішньої кінчної посадкової поверхні цангового патрона відносно осі його кінчного хвостовика. За табл. 18.2 допуск радіального биття внутрішньої кінчної поверхні (під цангу) відносно осі конуса складає: для координатно-розточувальних верстатів 0,01 мм, для фрезерувальних верстатів 0,02 мм. Приймаємо $T = 0,02$ мм. Розмір ланки:

$$e_5 = \frac{T}{2} = \frac{0,02}{2} = 0,01 \text{ мм.} \quad (18.11)$$

Ланка e_6 – переки́с о́сі ко́нчного хвостовика цангового патрона відносно о́сі внутрішнього конуса шпинделя. За табл. 18.16 радіальне биття ко́нчного отвору шпинделя свердлильно-фрезерно-розточувальних верстатів з ЧПК класу точності П на відстані 150 мм від торця шпинделя $T = 12$ мм. Тоді розмір ланки

$$e_6 = \frac{T}{2} = \frac{0,012}{2} = 0,006 \text{ мм.} \quad (18.12)$$

Виліт модульного інструмента дорівнює l_3 (рис. 18.2) і визначається як сума розмірів $L_2 = 70$ мм (табл. 10.2) та $l_1 = 104$ мм. Розмір $L_2 = 70$ мм – це відстань від основної площини конуса 7:24 до торця патрона, а розмір $l_1 = 104$ мм – це довжина робочої частини свердла. Тоді

$$l_3 = L_2 + l_1 = 70 + 104 = 174 \text{ мм,} \quad (18.13)$$

а передаточне відношення

$$A_6 = \frac{l_3}{150} = \frac{174}{150} = 1,16. \quad (18.14)$$

Ланка e_7 – радіальне биття ко́нчного отвору шпинделю верстата відносно його о́сі. За табл. 18.16 для шпинделя №30 верстата класу точності П допуск радіального биття поверхні шпинделя у торцевій площині на кінці шпинделя ($L = 0$ мм) $T = 6$ мкм. Розмір ланки:

$$e_7 = \frac{T}{2} = \frac{0,006}{2} = 0,003 \text{ мм} \quad (18.15)$$

Для кожної складової ланки залежно від виду поверхні та способу обробки поверхонь визначають коефіцієнт відносного розсіювання K_i (табл. 18.20).

Для замикальної ланки визначають коефіцієнт розсіювання K_Δ за формулою (18.2), але оскільки кількість складових ланок є більшою, ніж п'ять, то приймають $K_\Delta = 1$. Проміжні дані розрахунку зведені в табл. 18.23.

Табл. 18.23. Дані для розрахунку точності модульного інструмента

Ланка	Розмір e_i ланки, мм	Характер похибки	Передаточне відношення, A_i	Коефіцієнт розсіювання K_i	$A_i^2 K_i^2 e_i^2$
e_1	0,07	биття	1,0	1,09	0,00582
e_2	0,01	перекіс	2,6	1,09	0,00080
e_3	0,0075	биття	1,0	1,09	0,00007
e_4	0,005	перекіс	1,44	1,37	0,00010
e_5	0,01	биття	1,0	1,21	0,00015
e_6	0,006	перекіс	1,36	1,37	0,00012
e_7	0,003	биття	1,0	1,07	0,00001

Етап 4

Биття замикальної ланки.

Розрахунок виконують за формулою (18.1)

$$e_{\Delta} = \frac{1}{K_{\Delta}} \sqrt{\sum_i^n A_i^2 K_i^2 e_i^2} =$$

$$= \frac{1}{1,0} \sqrt{0,00582 + 0,00080 + 0,00007 + 0,00010 + 0,00015 + 0,00012 + 0,000001} =$$

$$= 0,0841 \text{ мм.} \quad (18.16)$$

Етап 5

Повне биття модульного інструмент.

Отже, повне биття модульного інструмента $2e_{\Delta} = 0,168 \text{ мм.}$

Етап 6

Порівняємо одержаний результат з початковими даними. Допуск радіального биття різальних кромek спірального свердла з циліндричним хвостовиком довгої серії, діаметром $d = 15 \text{ мм}$ класу точності В відносно його осі, відповідно до стандарту на виготовлення свердла, дорівнює $T = 0,14 \text{ мм.}$

Тобто частка допуску на різальний інструмент складає 83% від загального допуску інструмента, встановленого на верстаті, відносно осі верстата, і відповідно 17% допуску припадає на верстат, цанговий патрон та перекося осей у з'єднаннях.

Висновки

У разі необхідності підвищення точності встановлення інструмента на верстаті, необхідно підвищувати точність розмірів модульного інструмента або змінити компоновку.

Наприклад:

- вибрати свердло класу точності А;
- вибрати інструмент середньої чи короткої серії (якщо це можливо);
- підвищити точність приєднувальних поверхонь цангового патрона;
- замінити цанговий патрон на більш точний, наприклад, патрон з термозатиском;
- вибрати верстат вищої точності;
- тощо...

Вибір кроків підвищення точності модульного інструмента залежить від конкретних умов обробки деталі.

19 ЖОРСТКІСТЬ МОДУЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТА

У процесі обробки деталей на верстатах виникає сила різання, яка призводить до деформації модульного інструмента, що в свою чергу суттєво впливає на точність розмірів, форми та розташування поверхонь оброблюваних деталей.

Здатність системи чинити опір виникненню деформації характеризує її жорсткість. На практиці для опису жорсткості модульного інструмента використовують його властивість, яку називають податливістю.

Податливість - це властивість тіла чи системи, що характеризується відношенням пружного переміщення до прикладеного навантаження. Тобто податливість є величиною, оберненою до жорсткості тіла чи системи.

У загальному випадку модульний інструмент являє собою телескопічний стрижень, який складається з окремих пружних елементів: оправки, перехідники, подовжувачі, патрони, різальні інструменти тощо.

Розрізняють два види жорсткості (податливості) модульного інструмента – об'ємну та контактну.

Об'ємна жорсткість (податливість) пов'язана з деформаціями згину окремих консольних ділянок елементів під дією прикладеного навантаження. Жорсткість системи залежить від геометричних параметрів окремих елементів, механічних властивостей матеріалів, з яких вони виготовлені, від величини та характеру прикладених сил.

Стрілу прогину (пружну деформацію на згин) консольно закріпленого елемента модульного інструмента визначають за формулою [2]:

$$Y_3 = \frac{P_y \cdot l^3}{3EJ}, \quad (19.1)$$

а податливість відповідно за формулою:

$$\delta_3 = \frac{Y_3}{P_y} = \frac{l^3}{3EJ}, \quad (19.2)$$

де P_y – складова сили різання, Н;
 l – виліт елемента модульного інструмента, мм;
 E – модуль пружності матеріалу елемента (для сталі
 $E = 2,1 \cdot 10^2$ ГПа);
 J – момент інерції перерізу тіла елемента (для круглого
перерізу $J = 0,05 \cdot d^4$).

Контактна жорсткість (податливість) у конічних і циліндричних стиках деталей залежить від величини та виду навантаження, величини зазорів, розмірів та допусків деталей з'єднань. Пружне контактне переміщення модульного інструмента під дією прикладеного навантаження визначається залежністю:

$$Y_k = P_y \theta_i l^2, \quad (19.3)$$

де θ_i – коефіцієнт контактної податливості i -го з'єднання, $(\text{кН} \cdot \text{м})^{-1}$;
 l – відстань від краю стику до точки прикладення зусилля, мм.

Коефіцієнти контактної податливості у конусах 7:24, у конусах Морзе, у циліндричних з'єднаннях з бічним затиском гвинтами та у цанговому патроні наведено в табл. 10.24 ... 10.27.

Деформація системи шпиндельний вузол – модульний інструмент визначається за формулою:

$$Y_{\text{сист}} = \sum_i^m Y_{zi} + \sum_i^n Y_{ki} \quad (19.4)$$

де m – кількість елементів модульного інструмента;
 n – кількість стиків (з'єднань).
Або остаточно маємо:

$$Y_{\text{сист}} = \sum_i^m \frac{P_y \cdot l_i^3}{3EJ_i} + \sum_i^n P_y \theta_i \cdot l_i^2 \quad (19.5)$$

Допустима податливість модульного інструмента наведена в табл. 10.28 [3].

Табл. 19.1. Коефіцієнт контактної податливості

 $\theta \cdot 10^{-6}, (\text{кН} \cdot \text{м})^{-1}$ у конусах 7:24

Конус 7:24	Ступінь точності конусів			
	AT5	AT6	AT7	AT8
40	0,21	1,33	1,42	1,91
50	0,20	0,27	0,35	-

Табл. 19.2. Коефіцієнт контактної податливості

 $\theta \cdot 10^{-6}, (\text{кН} \cdot \text{м})^{-1}$ у конусах Морзе

Конус Морзе	Виконання	Ступінь точності конусів		
		AT7	AT8	AT9
1	3 лапкою	201,2	209,7	211,0
2	3 різьбою	43,3	43,6	46,2
	3 лапкою	47,7	47,6	49,9
3	3 різьбою	11,8	12,4	13,6
	3 лапкою	12,4	14,1	15,7
4	3 різьбою	3,4	3,8	4,6
	3 лапкою	4,6	5,2	5,5
5	3 різьбою	-	0,80	-
6	3 різьбою	-	0,27	-

Табл. 19.3. Коефіцієнт контактної податливості

 $\theta \cdot 10^{-6}, (\text{кН} \cdot \text{м})^{-1}$ у циліндричних з'єднаннях з бічним затиском гвинтами

Діаметр з'єднання, мм	Зазор у з'єднанні, мм	θ в напрямку сили затиску гвинтів	θ перпендикулярно до сили затиску гвинтів
36	0,014	3,2	6,0
	0,037	4,1	7,9
48	0,014	1,0	1,4
	0,026	1,2	3,2
	0,048	1,6	6,2

Табл. 19.4. Коефіцієнт контактної податливості

 $\theta \cdot 10^{-6}, (\text{кН} \cdot \text{м})^{-1}$ у цанговому затиску

Діаметр хвостовика інструмента, мм	θ у з'єднанні хвостовик інструмента-цанга-корпус патрона
6	10,3
10	5,6
12	4,7
16	4,0
20	3,8

Табл. 19.5. Гранично допустимі значення податливості
різального інструмента

Різальний інструмент	Податливість, δ , мм/кН
Свердла спіральні з циліндричним хвостовиком діаметром 6 ... 8 мм	0,28
Свердла спіральні з конічним хвостовиком діаметром 18 ... 30 мм	0,18
Розвертки діаметром до 50 мм	0,50
Головки двозубі і розвертки діаметром понад 50 мм	0,70
Фрези кінцеві діаметром 6 ... 20 мм	0,20
Фрези кінцеві діаметром 20 ... 40 мм	0,10
Фрези дискові і торцеві діаметром 80 ... 160 мм	0,10
Оправки розточувальні для чорнкової обробки діаметром понад 50 мм	0,28
Оправки розточувальні для напівчистої обробки діаметром 20 ... 40 мм	0,25
Оправки розточувальні для напівчистої обробки діаметром 40 ... 90 мм	0,17
Оправки розточувальні для напівчистої обробки діаметром 90 ... 180 мм	0,11
Оправки розточувальні для чистої обробки діаметром 40 ... 90 мм	0,12
Оправки розточувальні для чистої обробки діаметром 90 ... 180 мм	0,07

Приклад 19.1

Розрахунок жорсткості кінцевої фрези, закріпленої у регульованій втулці та державці на верстаті з ЧПК.

Початкові дані:

- фреза кінцева діаметром $d = 20$ мм з хвостовиком конус Морзе 2, ступінь точності конуса – АТ8, ГОСТ 32831-2014;
- втулка регульована довга з внутрішнім конусом Морзе 2, діаметр приєднувальної циліндричної частини $d = 36$ мм ГОСТ 27053-86;
- державка з конусом 7:24 №40, ступінь точності конуса АТ5 для закріплення інструментів з циліндричним хвостовиком;
- верстат свердлильно-фрезерний з ЧПК клас точності П, конус шпинделя 7:24 №40;

- радіальна складова сили різання, що діє на фрезу:
 $P_y = 1 \text{ кН}$.

Етап 1

Ескіз модульного різального інструмента

Використовуючи розміри інструмента за ГОСТ 32831-2014 та агрегатів (табл. 18.1, 18.8), розробляють ескіз модульного різального інструмента (рис. 19.1). Кінцеву фрезу 1 діаметром 20 мм з конічним хвостовиком Морзе 2 закріплено у регульованій довгій втулці 2 з внутрішнім конусом. Регульована втулка 2 відповідно розміщена у державці 3, яка встановлена в шпинделі 4 верстата.

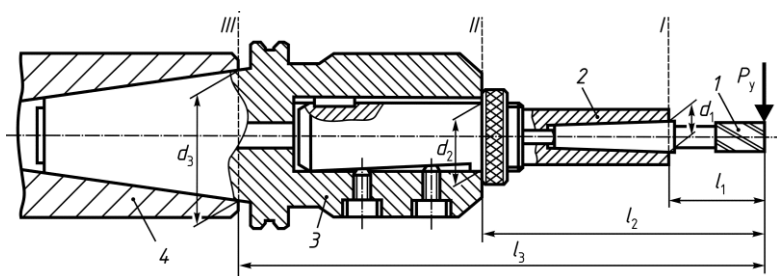


Рис. 19.1. Ескіз модульного інструмента з кінцевою фрезою:

- 1 – кінцева фреза, 2 – регульована втулка,
 3 – державка, 4 – шпиндель верстата

Етап 2

Складові деформації елементів

Переріз I

Виліт l_1 фрези 1 відносно регульованої втулки 2 (рис. 19.1) визначаємо за ГОСТ 32831-2014. Довжина робочої частини фрези $l = 38 \text{ мм}$; загальна довжина $L = 123 \text{ мм}$, довжина хвостовика для конуса Морзе 2 (до основної площини) $l_{\text{хв}} = 64 \text{ мм}$. Тоді

$$l_1 = L - l_{\text{хв}} = 123 - 64 = 59 \text{ мм}. \quad (19.6)$$

Діаметр фрези в перерізі I (в основній площині для конуса Морзе 2) $d_1 = 17,78 \text{ мм}$.

Коефіцієнт контактної податливості для конуса Морзе 2 з різьбою і ступеню точності конуса АТ8 за табл. 19.2 складає $\theta_1 = 43,6 \cdot 10^{-6} (\text{кН} \cdot \text{м})^{-1}$.

Пружна деформація на згин відносно перерізу I визначається за формулою 19.1:

$$Y_{31} = \frac{P_y \cdot l_1^3}{3EJ} = \frac{1 \cdot 59^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 17,78^4} = 6,5241 \cdot 10^{-5} \text{ мм.} \quad (19.7)$$

Пружне переміщення у з'єднанні (конус Морзе) в результаті контактних деформацій визначаємо за формулою 19.3:

$$Y_{\kappa 1} = P_y \theta_1 l_1^2 = 1 \cdot 43,6 \cdot 10^{-6} \cdot 59^2 = 0,15073 \text{ мм.} \quad (19.8)$$

Переріз II

Виліт l_2 фрези 1 з втулкою 2 відносно державки 3 (рис. 19.1) визначаємо за табл. 18.8.

$$l_2 = l_1 + l_{\text{вт}} = 59 + 60 = 119 \text{ мм.} \quad (19.9)$$

Діаметр втулки в перерізі II: $d_2 = 36 \text{ мм.}$

Коефіцієнт контактної податливості у циліндричних з'єднаннях з бічним затиском гвинтами у напрямку сили затиску гвинтів за табл. 19.3: $\theta_2 = 3,2 \cdot 10^{-6} (\text{кН} \cdot \text{м})^{-1}$.

Пружна деформація на згин відносно перерізу II:

$$Y_{32} = \frac{P_y \cdot l_2^3}{3EJ} = \frac{1 \cdot 119^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 36^4} = 3,1851 \cdot 10^{-5} \text{ мм.} \quad (19.10)$$

Пружне переміщення у з'єднанні (конус Морзе 2) в результаті контактних деформацій:

$$Y_{\kappa 2} = P_y \theta_2 l_2^2 = 1 \cdot 3,2 \cdot 10^{-6} \cdot 119^2 = 0,04532 \text{ мм.} \quad (19.11)$$

Переріз III

Виліт l_3 модульного інструмента відносно шпинделя 4 верстака (рис. 19.1) визначаємо за табл. 18.1.

$$l_3 = l_2 + L = 119 + 100 = 219 \text{ мм.} \quad (19.12)$$

Діаметр державки в перерізі III: $d_3 = 44,45 \text{ мм.}$

Коефіцієнт контактної податливості у конусах 7:24 №40, ступеню точності конуса АТ5 за табл. 19.1: $\theta_3 = 0,21 \cdot 10^{-6} \text{ (кН} \cdot \text{м)}^{-1}$.

Пружна деформація на згин відносно перерізу III:

$$Y_{33} = \frac{P_y l_3^3}{3EJ} = \frac{1 \cdot 219^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 44,45^4} = 8,54151 \cdot 10^{-5} \text{ мм.} \quad (19.13)$$

Пружне переміщення у з'єднанні (конус Морзе) в результаті контактних деформацій:

$$Y_{кз} = P_y \theta_3 l_3^2 = 1 \cdot 0,21 \cdot 10^{-6} \cdot 219^2 = 0,01001 \text{ мм.} \quad (19.14)$$

Етап 3

Загальна деформація модульного інструмента

Загальну деформацію системи, користуючись принципом незалежності переміщень, визначаємо як суму об'ємних та контактних деформацій в усіх перерізах за формулою 19.4:

$$\begin{aligned} Y_{\text{сист}} &= \sum_i^m Y_{3i} + \sum_i^n Y_{ki} = \\ &= 6,5241 \cdot 10^{-5} + 0,15073 + 3,1851 \cdot 10^{-5} + \\ &+ 0,04532 + 8,54151 \cdot 10^{-5} + 0,01001 = \\ &= 0,20630 \text{ мм.} \end{aligned} \quad (19.15)$$

Етап 4

Податливість системи

Податливість системи визначається як відношення пружного переміщення системи до величини навантаження:

$$\delta_{\text{сист}} = \frac{Y_{\text{сист}}}{P_y} = \frac{0,20630}{1} = 0,20630 \frac{\text{мм}}{\text{кН}} = 0,206 \frac{\text{мкм}}{\text{Н}}. \quad (19.16)$$

Етап 5

Аналіз отриманих результатів

Допустиме значення податливості кінцевих фрез діаметром 6 ... 20 мм складає: $\delta = 0,20 \text{ мм/кН}$. Розрахункове значення подат-

ливості системи $\delta_{\text{сист}} = 0,20630 \frac{\text{мм}}{\text{кН}}$, що не суттєво, але перевищує допустиме значення.

Для зниження податливості системи або ж підвищення її жорсткості можна вжити ряд заходів, зокрема підвищити точність виготовлення розмірів модульного інструмента, знизити силу різання за рахунок вибору режимів різання, змінити компоновку тощо.

Шляхи підвищення жорсткості модульного інструмента:

- підвищити точність приєднувальних поверхонь у циліндричних та конічних з'єднаннях;
- для фрези діаметром 20 мм можна вибрати конструкцію з конусом Морзе 3;
- конструкцію регульованої втулки можна вибрати не довгу, а коротку;
- вибрати верстат вищої точності або з більш жорстким шпинделем 7:24 №50;
- знизити радіальну складову сили різання за рахунок вибору геометричних, конструктивних параметрів різального інструмента, застосування технологічних прийомів або зміни режимів різання тощо.

Вибір кроків підвищення жорсткості модульного інструмента залежить від конкретних умов обробки деталі.

Зауваження

Під час розв'язання задачі було прийнято ряд спрощень та припущень. Зокрема реальні деталі було замінено на ідеальні стрижні круглого поперечного перерізу з постійними розмірами по довжині. Матеріали, з якого виготовлені складові елементи модульного інструменти, було вибрано однаковими.

20 БАЛАНСУВАННЯ МОДУЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТА

20.1 Загальні положення

Для підвищення продуктивності та ефективності механічної обробки матеріалів використовують технології високошвидкісного різання. Але збільшення швидкості обертання шпинделя призводить до зростання вібрацій, шуму, підвищує навантаження на підшипники шпинделя та знижує термін служби шпинделя та всього верстата. Основним фактором, що впливає на вібрацію, є дисбаланс, тобто наявність невіднованих мас, які обертаються відносно осі та створюють відцентрові сили. Причиною дисбалансу може бути наявність шпонкових пазів, затискних гвинтів, неоднорідність матеріалів, наявність зазорів у з'єднаннях, зношення вузлів тощо.

Шпинделі верстата балансують у процесі їх виготовлення, тому основним джерелом дисбалансу є різальний інструмент і його оправка. Особливого значення балансування модульного інструмента набуває при високих швидкостях різання – більше 4000 об/хв і вище, оскільки відцентрові сили збільшуються пропорційно до значення швидкості у квадраті.

Для компенсації дії відцентрової сили видаляють шар матеріалу у «важкому місці» свердлінням, фрезеруванням, шліфуванням або симетрично до дисбалансу розміщують масу так, щоб сума усіх відцентрових сил наближалась до нуля. Для спрощення балансування використовують також оправки, в яких є можливість переміщувати масу без механічної обробки, наприклад, за допомогою різьбових отворів, рівномірно розташованих по колу оправки, балансувальних кілець тощо.

Залежно від виду навантаження ротора (тіла, що обертається) розрізняють статичний, моментний та динамічний дисбаланс.

Статичний дисбаланс

Він виникає, коли центр тяжіння ротора S не лежить на осі його обертання (рис. 20.1,а). Під час обертання невіднованої маси m_u виникає відцентрова сила F , яку можна усунути балансуванням в одній площині.

Моментний дисбаланс

Моментний дисбаланс (рис. 20.1,б) виникає, коли дві невідношені маси розташовані точно одна напроти одної у двох площинах, перпендикулярних до осі обертання. При цьому вісь інерції є не паралельною до осі обертання, але перетинається з нею у точці центра тяжіння S . Моментний дисбаланс виправляють іншою парою мас тієї ж величини, які розташовані у протилежних напрямках.

Динамічний дисбаланс

Динамічний дисбаланс (рис. 20.1,в) є поєднанням статичного та моментного дисбалансу у будь-якій комбінації з довільним співвідношенням між компонентами. Вісь інерції є не паралельною до осі обертання та не перетинається у точці центра тяжіння S . Динамічний дисбаланс може бути виправлений у двох площинах шляхом видалення або додавання матеріалу.

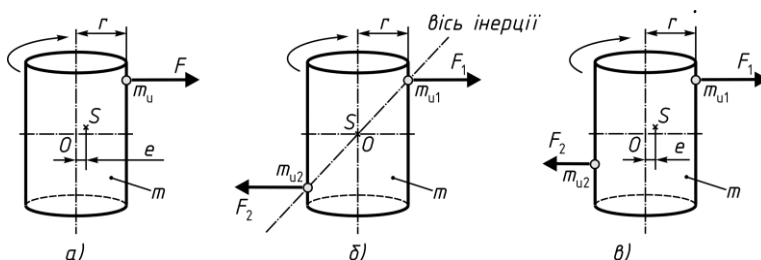


Рис. 20.1. Види дисбалансу:

a – статичний; $б$ – моментний; $в$ – динамічний
 S – центр маси, O – геометричний центр ротора,
 m – маса ротора, m_u, m_{u1}, m_{u2} – невідношені маси,
 F, F_1, F_2 – відцентрові сили, r – радіус обертання
невідношених мас, e – ексцентриситет.

20.2 Дисбаланс за G-класами

Дисбаланс ротора у загальному випадку викликаний конструкцією, матеріалом, виготовленням та складанням. Кожен ротор має індивідуальне розподіл дисбалансу по довжині, навіть при серійному виробництві.

Дисбаланс – це величина векторна, яка характеризується величиною дисбалансу та фазовим кутом, що визначає положення неврівноваженої маси в полярній системі координат у площині, перпендикулярній до осі обертання [4].

Значення дисбалансу визначають за формулою:

$$U = m_u r. \quad (20.1)$$

де m_u – неврівноважена маса, г;
 r – відстань від її центра маси до осі обертання, мм.

Розрізняють початковий та залишковий дисбаланс.

Початковий дисбаланс

Це дисбаланс будь-якого виду до початку балансування.

Залишковий дисбаланс

Це дисбаланс будь-якого виду, що залишився після закінчення балансування.

Балансування

Це процедура, що спрямована на зниження початкового дисбалансу до прийняттого рівня (вібрації або сили, що діють на опору на частоті обертання ротора, не повинні виходити за межі допустимих значень).

Допустимий дисбаланс

Сучасне балансувальне обладнання і методи балансування дозволяють зменшити дисбаланс до дуже низького значення. Проте занадто завищувати вимоги до точності балансування є економічно недоцільно. Тому важливо визначити допустимий дисбаланс, за якого досягається прийнятний рівень вібрацій і динамічних навантажень у звичайних режимах роботи ротора.

Для задовільної роботи ротора значення залишкового дисбалансу не повинно перевищувати деяке допустиме значення:

$$U_{\text{зал}} \leq U. \quad (20.2)$$

Допустимий залишковий питомий дисбаланс e визначають за формулою:

$$e = U/m, \quad (20.3)$$

де U – допустимий залишковий дисбаланс, г · мм/кг;
 m – маса ротора, кг.

Величина e являє собою приведений ексцентриситет, тобто відстань від центра мас ротора до осі вала.

Розглянемо схему сил, що діють на неврівноважений вал під час його обертання навколо осі (рис. 20.2,а).

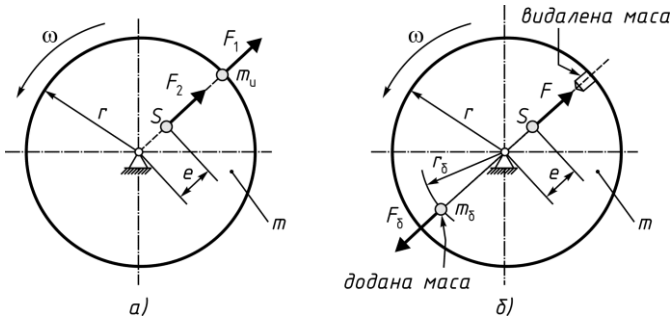


Рис. 20.2. Схема сил

Відцентрова сила F_1 , що діє на вал, визначається за формулою:

$$F_1 = m_u \cdot r \cdot \omega^2, \quad (20.4)$$

де m_u – неврівноважена маса, кг;
 r – радіус обертання неврівноваженої маси, м;
 ω – кутова швидкість обертання вала, с⁻¹.

Кутова швидкість обертання визначається за формулою:

$$\omega = \frac{2 \pi n}{60}. \quad (20.5)$$

З іншого боку відцентрову силу, що діє на вал, можна визначити за формулою:

$$F_2 = m e \omega^2, \quad (20.6)$$

де m – маса вала (інструментальної наладки), кг;
 e – ексцентриситет, м;
 ω – кутова швидкість обертання вала, с⁻¹.

Враховуючи, що $F_1 = F_2$, можна записати:

$$m_u \cdot r = m \cdot e = U. \quad (20.7)$$

В міжнародній системі одиниць *SI* величину невідношеності вимірюють в кілограм-метрах ($\text{кг} \cdot \text{м}$), але на практиці зручніше використовувати одиницю вимірювання грам-міліметр ($\text{г} \cdot \text{мм}$).

Щоб збалансувати ротор можна видалити шар матеріалу, наприклад, свердлом (рис. 20.2,б), або додати масу вздовж дії лінії відцентрової сили у протилежному напрямку. Маса балансувального вантажу m_6 та радіус балансування r_6 можна прийняти різними, але необхідно забезпечити рівність відцентрової сили від невідношеної маси та сили балансування. Тобто:

$$m_6 \cdot r_6 = m_u \cdot r = m \cdot e = U. \quad (20.8)$$

Для оцінки якості балансування стандартом *ISO 1940-1* введені G – класи, які встановлюють співвідношенням маси ротора, залишкової маси дисбалансу та швидкості обертання ротора.

Величина G є постійною для певної групи роторів, і її розраховують за формулою:

$$G = e \cdot \omega, \quad (20.9)$$

де e – допустимий залишковий питомий дисбаланс,
 $\text{г} \cdot \text{мм}/\text{кг}$;

ω – кутова швидкість обертання вала, с^{-1} .

Тоді можна записати:

$$G = e \omega = \frac{U}{m} \omega = \frac{m_u r}{m} \omega. \quad (20.10)$$

Деякі класи точності балансування наведено в табл. 20.1. G – клас балансування визначають на основі практичного досвіду. Клас балансування варіюється від 0,16 до 4000. Для інструмента, який обертається під час роботи, і деталей та обладнання загального призначення його зазвичай задають як $G 2,5$ або $G 6,3$. Чим меншим є значення, тим точнішим є балансування.

Табл. 20.1. Гранично допустимі значення податливості

Клас точності балансування	Значення $e \omega$, мм/с	Види машин (роторів)
$G 16$	16	Сільськогосподарські машини Дробарки Приводні вали (карданні, гвинтові)
$G 6,3$	6,3	Авіаційні газові турбіни Центрифуги Електричні двигуни і генератори Вентилятори Зубчасті передачі Машини загального призначення Металорізальні верстати Насоси
$G 2,5$	2,5	Компресори Газові та парові турбіни Приводи металорізальних верстатів
$G 1$	1,0	Приводи аудіо- та відео- апаратури Приводи шліфувальних верстатів
$G 0,4$	0,4	Шпинделі і приводи високоточного обладнання Гіроскопи

Приклад 20.1

Розрахувати найбільший допустимий дисбаланс U , допустимий залишковий питомий дисбаланс (приведений ексцентриситет) e та визначити, яку балансувальну масу необхідно розмістити на поверхні оправки діаметром 50 мм, якщо відомо: маса модульного інструмента 2,1 кг, частота обертання шпинделя 10000 об/хв, клас балансування $G 6,3$.

Рішення

Етап 1

Допустимий дисбаланс модульного інструмента

За формулою 20.10 і, враховуючи формулу 20.5, визначаємо:

$$U = \frac{G m}{\omega} = \frac{G m 60}{2 \pi n} = \frac{2,5 \cdot 2100 \cdot 60}{2 \cdot 3,1415 \cdot 10000} = 12,63 \text{ г} \cdot \text{мм}. \quad (20.11)$$

Етап 2

Допустимий залишковий питомий дисбаланс (приведений ексцентриситет)

За формулою (20.3) маємо:

$$e = \frac{U}{m} = \frac{12,63}{2100} = 0,00602 \text{ мм} = 6,02 \text{ мкм.} \quad (20.12)$$

Етап 3

Балансувальна маса для врівноваження дисбалансу

За формулою 20.8 маємо:

$$m_6 = \frac{U}{r_6} = \frac{U}{d_6} = 12,63 \cdot \frac{2}{50} = 0,51 \text{ г.} \quad (20.13)$$

Отже, для виправлення дисбалансу підчас роботи, на оправці діаметром 50 мм необхідно встановити компенсаційну балансувальну масу 0,51 г.

Приклад 20.2

Для умови попередньої задачі визначити допустимий залишковий питомий дисбаланс e та найбільший допустимий дисбаланс U за допомогою номограми (ISO 1940-1).

За номограмою (рис. 20.3) по осі абсцис вибираємо значення $n = 10000$ об/хв (задана швидкість обертання ротора) і проводимо вертикальну лінію до перетину з похилою лінією $G 6,3$, а від неї наліво і на осі ординат зчитуємо значення допустимого залишкового питомого дисбалансу: $e = 6 \text{ г} \cdot \text{мм/кг}$.

Найбільший допустимий дисбаланс U для модульного інструмента масою 2,1 кг визначаємо за формулою (20.3):

$$U = e m = 6 \cdot 2,1 = 12,6 \text{ г} \cdot \text{мм.} \quad (20.14)$$

Значення, визначені за номограмою, практично збіглися з розрахованими в попередньому прикладі.

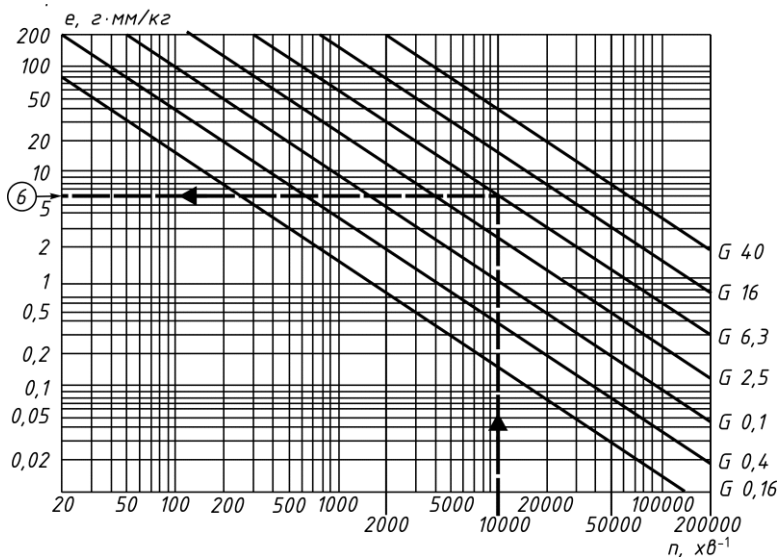


Рис. 20.3. Допустимий залишковий питомий дисбаланс для різних класів точності G робочих частот обертання n

20.3 Дисбаланс за навантаженням на опори

Застосування G – класів за *ISO 1940-1* для оцінки точності балансування різальних інструментів та інструментальних оправок, як показав практичний досвід, не завжди є обґрунтованим. Наприклад, для інструмента масою $m = 1$ кг, що обертається зі швидкістю $n = 40000$ об/хв за класом балансування $G 2,5$ допустимий залишковий дисбаланс $U = 0,3$ г · мм, а ексцентриситет $e = 0,3$ мкм. Досягнення такої точності балансування є зайвим та технічно неможливим. У процесі роботи інструмента виникають сили різання, що значно перевищують відцентрові сили, викликаючи дисбалансом.

Тому саме для балансування різальних інструментів та інструментальних насадок розроблено стандарт *ISO 16084: 2017* [5]. Цей стандарт призначений лише для високошвидкісних різальних інструментів. На відміну від *ISO 1940-1* новий стандарт висуває

більш реалістичні вимоги до балансування інструментальних систем.

Стандарт *ISO 16084* встановлює вимоги і забезпечує розрахунки допустимих статичних і динамічних залишкових дисбалансів обертових одиночних інструментів і систем інструментів.

В основу стандарту покладено положення, що відцентрові сили, пов'язані з дисбалансом, не повинні завдавати шкоди підшипникам шпинделя, а також суттєво впливати на якість обробки та стійкість інструмента.

Вважають, що навантаження на підшипники, викликані дисбалансом, не повинні перевищувати 1% від динамічної вантажопідйомності підшипника.

У цьому стандарті всі допустимі значення залишкового дисбалансу наведені в $[г \cdot мм]$, і вони не мають відношення до рівня якості G – класів відповідно до *ISO 1940-1*.

Допустимий залишковий дисбаланс розраховують за формулою:

$$U \leq 9,12 \cdot 10^5 \cdot \frac{f_b C}{n^2} \cdot \left(\frac{L_B}{(L_B + L_A) + L_C} \right) - (U_v + m e_s), \quad (20.15)$$

де f_b – коефіцієнт, що враховує вид обробки:

для чорнової обробки $f_b = 0,8$;

для чистової обробки $f_b = 0,2$.

C – максимальне навантаження на підшипник, Н;

n – частота обертання інструмента, об/хв.;

L_B – відстань між підшипниками шпинделя, мм;

L_A – відстань від переднього підшипника до торця шпинделя, мм;

L_C – відстань від торця шпинделя до центра мас інструмента, мм;

U_v – допуск балансувального верстата, $г \cdot мм$;

m – маса інструмента, кг;

e_s – допуск виготовлення вала, мкм.

Приклад 20.3

Визначення допустимого залишкового дисбалансу свердла з хвостовиком *HSK*, встановленого у шпинделі верстата (рис. 20.4).

Початкові дані:

- вид обробки – чорнова;
- маса інструмента $m = 1,8$ кг;
- частота обертання шпинделя $n = 6000$ об/хв.

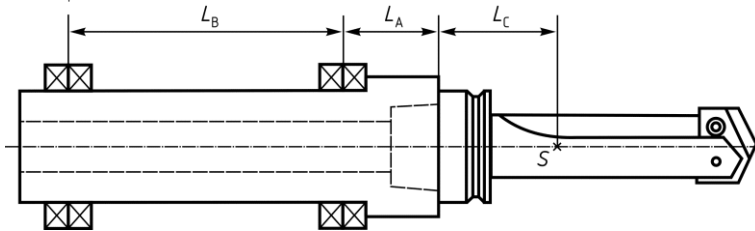


Рис. 20.4. Схема для розрахунку допустимого залишкового дисбалансу свердла

Рішення

Етап 1

Параметри обладнання та тип обробки.

- HSK – A63 (тип хвостовика шпинделя та інструмента);
- $C = 20000$ Н (максимальне навантаження на підшипник);
- $L_B = 425$ мм (відстань між підшипниками шпинделя);
- $L_A = 50$ мм (відстань від підшипника до торця шпинделя);
- $U_B = 0,75$ г · мм (допуск балансувального верстата);
- $e_s = 2$ мкм (допуск виготовлення вала).
- $f_b = 0,8$ (чорнова обробка)

Етап 2

Параметри інструмента.

- $m = 1,8$ кг (маса інструмента);
- $n = 6000$ об/хв (частота обертання);
- $L_C = 70$ мм (відстань від торця шпинделя до центра мас свердла S).

Етап 3

Допустимий залишковий дисбаланс.

$$\begin{aligned}
 U &\leq 9,12 \cdot 10^5 \frac{f_b C_d}{n^2} \left(\frac{L_B}{(L_B + L_A) + L_C} \right) - (U_v + m e_s) = \\
 &= 9,12 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,8 \cdot 20000}{6000^2} \cdot \left(\frac{425}{425 + 50 + 70} \right) - \\
 &- (0,75 + 1,8 \cdot 2) = 311,74 \text{ г} \cdot \text{мм}.
 \end{aligned}
 \tag{20.16}$$

Етап 4

Отже допустимий залишковий дисбаланс складає:

$$U = 312 \text{ г} \cdot \text{мм}. \tag{20.17}$$

Контрольні питання

1. Що таке модульний різальний інструмент?
2. У чому полягає "модульність" інструмента?
3. Що таке "дисбаланс за G-класами"?
4. Що таке "дисбаланс за допустимим навантаженням на опори"?
5. Що таке залишковий дисбаланс?
6. Назвіть два види жорсткості модульного інструмента?
7. В чому різниця між моментним та динамічним дисбалансом модульного інструмента?
8. За якими класами точності виготовляють свердла?
9. Перелічить класи точності верстатів.
10. Охарактеризуйте цангові патрони.

Література до розділу

1. Артамонов Е. В. Расчет и проектирование сменных режущих пластин и сборных инструментов / Е. В. Артамонов, Т. Е. Помигалова, М. Х. Утешев; под общ. ред. М. Х. Утешева. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2011. – 152 с. ISBN 978-5-9961-0453-6
2. Петрушин С. И., Грубый С. В. Обработка чугунов и сталей сборными резцами со сменными многогранными пластинами. - Томск: Изд. ТПУ, 2000. -156 с.
3. ISO 16084:2017 Balancing of rotating tools and tool systems
4. ГОСТ 19042-80 (ISO 1832-85) Пластины сменные многогранные. Классификация. Система обозначений. Формы.
5. ГОСТ 19086-80 Пластины сменные многогранные твердосплавные. Технические условия.
6. ГОСТ ИСО 1940-1-2007 Вибрация. Требования к качеству балансировки жестких роторов. Часть 1. Определение допустимого дисбаланса.
7. Григорьев С. Н., Кохомский М. В., Маслов А. Р. Инструментальная оснастка станков с ЧПУ: Справочник / Под общ. ред. А. Р. Маслова. – М.: Машиностроение, 2006. – 544 с. ISBN 5-217-033630
8. Кузнецов Ю. И., Маслов А. Р., Бацков А. Н. Оснастка для станков с ЧПУ: Справочник. – М.: Машиностроение, 1990. 512 с. ISBN 5-217-01114-9
9. Справочник конструктора-инструментальщика: Под общ. ред. В. И. Баранчикова. – М.: Машиностроение, 1994. – 560 с., ISBN 5-217-01849-6

Розділ V

ТЕХНОЛОГІЧНІ ПРИПУСКИ

21 ПРИПУСКИ НА МЕХАНІЧНУ ОБРОБКУ

21.1 Загальні відомості

Припуск на обробку – це шар матеріалу, що видаляється з поверхні заготовки в процесі її обробки для забезпечення заданої якості і точності деталі. Розрізняють припуски проміжні і загальні.

Проміжним припуском називають шар, що знімається при виконанні даного технологічного переходу механічної обробки. Проміжний припуск визначають як різницю розмірів заготовки, одержуваних на суміжному попередньому і даному технологічному переходах, для якого проводиться розрахунок.

Загальним припуском називається сума проміжних припусків всього технологічного маршруту механічної обробки даної поверхні. Загальний припуск визначається як різниця розмірів заготовки і готової деталі.

На виробництві широко застосовується дослідно-статистичний метод встановлення припусків на обробку. При цьому методі загальні і проміжні припуски беруться за таблицями, які складені на основі узагальнення даних, отриманих на передових заводах. Недоліком такого методу є те, що припуски призначають без врахування конкретних умов побудови технологічних процесів. Так, загальні припуски призначають без врахування маршруту обробки даної поверхні, а проміжні – без врахування схеми встановлення заготовки та похибок, отриманих при попередній обробці. Тому припуски, як правило, є завищеними, оскільки вони орієнтовані на умови оброблення, за яких припуск повинен бути найбільшим з метою уникнення можливого браку деталі.

Розрахунково-аналітичний метод не має цих недоліків. За цим методом проміжний припуск повинен бути таким, щоб при його видаленні усувалися похибки оброблення та дефекти поверхневого шару, отримані на попередньому технологічному переході а також похибки встановлення заготовки на даному переході. Таким чином він враховує особливості обраного технологічного маршруту та дає змогу визначити можливості економії матеріалу та зниження трудомісткості механічної обробки.

При визначенні припуску для елементарної поверхні розрахунково-аналітичним методом розрахунковим є мінімальний про-

міжний припуск, який визначається для кожного переходу за формулами:

- при послідовній обробці протилежних поверхонь (односторонній припуск) за формулою (21.1);
- при паралельній обробці протилежних поверхонь (двосторонній припуск) за формулою (21.2);
- при обробці зовнішніх та внутрішніх поверхонь обертання (двосторонній припуск) за формулою (21.3).

$$z_{\min i} = Rz_{i-1} + h_{i-1} + \Delta_{i-1} + \varepsilon_i, \quad (21.1)$$

$$2z_{\min i} = 2(Rz_{i-1} + h_{i-1} + \Delta_{i-1} + \varepsilon_i), \quad (21.2)$$

$$2z_{\min i} = 2 \left(Rz_{i-1} + h_{i-1} + \sqrt{\Delta_{i-1}^2 + \varepsilon_i^2} \right), \quad (21.3)$$

де i – номер переходу;

$z_{\min i}$ – величина мінімального проміжного припуску для даного переходу;

Rz_{i-1} – висота мікронерівностей на попередньому переході;

h_{i-1} – глибина дефектного поверхневого шару на попередньому переході;

Δ_{i-1} – сумарне значення просторових відхилень поверхні на попередньому переході;

ε_i – похибка установки заготовки на даному переході.

Залежно від методу обробки деталі і способу її встановлення на верстаті розрахункові формули (21.1-21.3) можуть бути спрощені. Так, наприклад, при обточуванні і фрезеруванні зовнішніх поверхонь обертання заготовки з встановленням її в центрах похибка встановлення $\varepsilon_i=0$ і формула (21.3) матиме вигляд:

$$2z_{\min i} = 2(Rz_{i-1} + h_{i-1} + \Delta_{i-1}). \quad (21.4)$$

При шліфуванні заготовки після поверхневого гартування верховий шар максимально необхідно зберегти, так як його необ-

хідні властивості (твердість) швидко знижуються зі збільшенням припуску, який буде знято. Тому приймають глибину дефектного шару $h_{i-1} = 0$. При обробленні такої поверхні в центрах розрахункова формула буде:

$$2z_{\min i} = 2(Rz_{i-1} + \Delta_{i-1}). \quad (21.5)$$

Для суперфінішної операції та при поліруванні, коли досягається тільки зниження величини шорсткості поверхні матимемо:

$$2z_{\min i} = 2Rz_{i-1}. \quad (21.6)$$

При розгортанні плаваючою розверткою та протягуванні отворів зміщення осі не виправляється ($\Delta_{i-1} = 0$), похибки установки в цьому випадку немає і відповідно отримаємо:

$$2z_{\min i} = 2(Rz_{i-1} + h_{i-1}). \quad (21.7)$$

При внутрішньому шліфуванні отвору заготовки після поверхневого гартування:

$$2z_{\min i} = 2 \left(Rz_{i-1} + \sqrt{\Delta_{i-1}^2 + \varepsilon_i^2} \right). \quad (21.8)$$

Значення R_z , h які характеризують точність, якість поверхні, наведені в таблицях у довіднику [1, с. 180 - 190], а визначення значень просторових відхилень Δ наведено в [1, с. 176 - 178]. Просторові відхилення при обробці закономірно зменшуються і після чистової обробки стають досить малими. Тому їх враховують після чорнової і напівчистової обробки лезовим інструментом, а також після термообробки.

Похибку встановлення ε визначають як векторну суму похибок базування ε_δ і закріплення ε_3 :

$$\varepsilon = \sqrt{\varepsilon_\delta^2 + \varepsilon_3^2}, \quad (21.9)$$

де ε – похибка встановлення;

ε_δ – похибка базування;

ε_3 – похибка закріплення.

Похибка базування ε_δ виникає при неспівпадінні установчої і вимірювальної баз заготовки. Величина її визначається величиною коливання розміру, який пов'язує технологічну і вимірювальну бази, обумовленого допуском на його отримання. Формули для розрахунку ε_δ наведені в табл. 18 [1, с. 45-48]. Похибка закріплення ε_3 виникає в результаті зміщення оброблюваної заготовки від дії затискної сили внаслідок контактних деформацій установчих поверхонь заготовки і нежорсткості верстатного пристосування. Формули для розрахунку ε_3 наведені в табл. 22 [1, с. 52-53].

Найчастіше, виконуючи укрупнені розрахунки похибку встановлення ε не обчислюють за формулою (21.9) а вибирають її значення за табл.12 - 17 [1, с. 41 - 44].

Розрахунок міжперехідних розмірів зовнішніх поверхонь проводиться за залежностями (21.10)-(21.11), а внутрішніх – за залежностями (21.12) –(21.13).

$$d_{\min i-1} = d_{\min i} + 2z_{\min i} \quad (21.10)$$

де $d_{\min i-1}$ – мінімальний граничний розмір поверхні на попередньому переході;

$d_{\min i}$ – мінімальний граничний розмір поверхні на даному переході;

$2z_{\min i}$ – величина мінімального проміжного припуску для даного переходу.

$$d_{\max i-1} = d_{\min i-1} + IT_{di-1} \quad (21.11)$$

де $d_{\max i-1}$ – максимальний граничний розмір поверхні на попередньому переході;

$d_{\min i-1}$ – мінімальний граничний розмір поверхні на попередньому переході;

IT_{di-1} – величина допуску на виготовлення на попередньому переході.

$$D_{\max i-1} = D_{\max i} - 2z_{\min i} \quad (21.12)$$

де $D_{\max i-1}$ – максимальний граничний розмір поверхні на попередньому переході;

- $D_{\max i}$ – максимальний граничний розмір поверхні на даному переході;
- $2z_{\min i}$ – величина мінімального проміжного припуску для даного переходу.

$$D_{\min i-1} = D_{\max i-1} - IT_{Di-1} \quad (21.13)$$

- де $D_{\min i-1}$ – мінімальний граничний розмір поверхні на попередньому переході;
- $D_{\max i-1}$ – максимальний граничний розмір поверхні на попередньому переході;
- IT_{Di-1} – величина допуску на виготовлення на попередньому переході.

Допуски на виготовлення визначаємо за табл. 32 [1, с. 192] відповідно до якості точності, який забезпечується заданим видом обробки поверхні на кожному переході.

21.2 Послідовність розрахунку

При визначенні припусків на обробку та граничних розмірів поверхні дані по розрахунку зручно звести в таблицю:

Табл. 21.1. Розрахунок припусків та міжперехідних розмірів

Технологічні операції та переходи обробки поверхні	Елементи припуску, мкм				Розрахований припуск $2Z_{i \min}$, мкм	Розрахунковий розмір, мм d_{\min} (D_{\max})	Допуск на виготовлення IT_d (IT_b), мкм	Прийняті (округлені) розміри для переходу, мм		Отримані граничні значення припусків, мкм	
	R_{zi}	h_i	Δ_i	ε_i				$d_{\max i}$ ($D_{\max i}$)	$d_{\min i}$ ($D_{\min i}$)	$2z_{\max i}$	$2z_{\min i}$
Разом:											

Розрахунок припусків для зовнішніх та внутрішніх поверхонь обертання виконується в наступній послідовності:

Загальне при розрахунку

1. В відповідності до маршрутної технології виготовлення деталі визначитися з послідовністю технологічних операцій та переходів, технологічними базами при обробленні поверхні, для якої проводиться розрахунок припусків.
2. Занести в розрахункову таблицю поверхні, що оброблюються і послідовний порядок технологічних переходів обробки поверхні.
3. Визначити та записати в табл. 21.1 значення Rz_i , h_i , Δ_i , ε_i , IT_d (IT_D).
4. Розрахувати величини припусків на обробку $2z_{\min i}$ для всіх технологічних переходів

Відмінності в розрахунку

<i>Для зовнішніх поверхонь</i>	<i>Для внутрішніх поверхонь</i>
<p>5. Записати для останнього переходу в графу «Розрахунковий розмір» НАЙМЕНШИЙ граничний розмір поверхні деталі за кресленням.</p> <p>6. Для переходу, що передуює останньому, визначити розрахунковий розмір шляхом ДОДАВАННЯ ДО НАЙМЕНШОГО граничного розміру за кресленням розрахованого припуску $2z_{\min i}$.</p> <p>7. Послідовно визначити розрахункові розміри для кожного попереднього переходу шляхом ДОДАВАННЯ до розрахункового розміру наступного за ним суміжного переходу розрахованого значення $2z_{\min i}$.</p> <p>8. Записати НАЙМЕНШІ граничні розміри для всіх переходів, округлюючи їх шляхом</p>	<p>5. Записати для останнього переходу в графу «Розрахунковий розмір» НАЙБІЛЬШИЙ граничний розмір поверхні деталі за кресленням.</p> <p>6. Для переходу, що передуює останньому, визначити розрахунковий розмір шляхом ВІДНІМАННЯ ВІД НАЙБІЛЬШОГО граничного розміру за кресленням розрахованого припуску $2z_{\min i}$.</p> <p>7. Послідовно визначити розрахункові розміри для кожного попереднього переходу шляхом ВІДНІМАННЯ від розрахункового розміру наступного за ним суміжного переходу розрахованого значення $2z_{\min i}$.</p> <p>8. Записати НАЙБІЛЬШІ граничні розміри для всіх переходів, округлюючи їх шляхом ЗМЕНШЕННЯ розрахунково-</p>

<p>ЗБІЛЬШЕННЯ розрахункових розмірів; округлювати до знаку десяткового дробу з яким задано допуск на розмір для кожного переходу.</p> <p>9. Визначити НАЙБІЛЬШІ граничні розміри шляхом ДОДАВАННЯ допуску до заокругленого НАЙМЕНШОГО граничного розміру.</p> <p>10. Записати граничні значення припусків $2z_{\max i}$ як різницю НАЙБІЛЬШИХ граничних розмірів, а $2z_{\min i}$ як різницю НАЙМЕНШИХ граничних розмірів ПОПЕРЕДНЬОГО та ДАНОГО переходів.</p>	<p>вих розмірів; округлювати до знаку десяткового дробу з яким задано допуск на розмір для кожного переходу.</p> <p>9. Визначити НАЙМЕНШІ граничні розміри шляхом ВІДНІМАННЯ допуску від заокругленого НАЙБІЛЬШОГО граничного розміру.</p> <p>10. Записати граничні значення припусків $2z_{\max i}$ як різницю НАЙМЕНШИХ граничних розмірів, а $z_{\min i}$ як різницю НАЙБІЛЬШИХ граничних розмірів ДАНОГО та ПОПЕРЕДНЬОГО переходів.</p>
---	---

Загальне при розрахунку

11. Визначити загальні $2z_{\max}$ та $2z_{\min}$ припуски як суми відповідних проміжних припусків $\sum 2z_{\max i}$ та $\sum 2z_{\min i}$.
12. Перевірити правильність розрахунків шляхом порівняння різниці загальних припусків $\sum 2z_{\max i} - \sum 2z_{\min i}$ та допусків $IT_{\text{заг}} - IT_{\text{дет}}$, які повинні бути рівними. При цьому різниця проміжних припусків повинна бути рівна різниці допусків на проміжні розміри, а різниця загальних припусків – різниці допусків на розміри чорнової заготовки $IT_{\text{заг}}$ та готової деталі $IT_{\text{дет}}$.

21.3 Припуски для різального інструмента

Величина припуску на обробку залежить від розмірів та форми інструмента, який виготовляється, методу та точності отримання заготовки; побудови технологічного процесу, технічних вимог до інструменту, що виготовляється.

Стан матеріалу для виготовлення різального інструмента (кований, штампований, гарячекатаний, холоднотягнутий, шліфований) суттєво впливає на величину припуску. Він повинен забезпечити зняття місцевих дефектів, отриманих в процесі кування чи прокатування, тріщин, окалини та знеуглецьованого шару.

Перелік стандартів на види та сортамент інструментальних сталей в стані поставки, який поступає на заготівельні операції наведено в табл. 21.2.

Табл. 21.2. Види та сортамент інструментальних сталей

Стан поставки	Сортамент		Інструментальні сталі		
	Форма перерізу	Розміри перерізу, мм	Вуглецеві за ГОСТ	Леговані за ГОСТ	Швидкорізальні за ГОСТ
Кована	Кругла	Ø40-200	1133	1133	1133
	Квадратна	40×40-200×200	1138	1138	1138
	Полоса	3×12-80×300	4405	-	-
Гарячекатана	Кругла	Ø5-250	2590	2590	2590
	Квадратна	5×5-250×250	2591	2591	2591
	Шестигранна	40×40-250×250	4693	4693	-
	Полоса	8-100 3×12-80×300	2879 4405	- 4405-75	- 4405
Калібрована	Кругла	Ø3-100	7417	7417	7417
	Квадратна	3×3-100×100	8559	8559	-
	Шестигранна	5-100	8560	8560	-
Калібрована	Кругла	Ø0,2-50	14955	14955	-
		Ø1-25	-	-	14955

Наприклад швидкорізальну сталь в стані поставки перевіряють на макроструктуру, глибину знеуглецьованого шару, карбідну неоднорідність, теплостійкість, утворення тріщин.

Карбідна неоднорідність характеризується місцевим скупченням карбідів в структурі, що знижує механічні та експлуатаційні властивості швидкорізальної сталі. Різальний інструмент, виготовлений зі сталі з підвищеною карбідною неоднорідністю схильний до утворення тріщин при термообробці, викришуванню кромek та руйнуванню при експлуатації. Різальний інструмент рекомендується виготовляти із заготовок з карбідною неоднорідністю не вище 5 балу, а зуборізний, різьбонарізний та протяжки в межах 2...3 балів.

Технічні умови на поставку сталей регламентовані ГОСТ 19265 для швидкорізальних сталей, ГОСТ 5950 для легованих, ГОСТ 1435 для вуглецевих інструментальних сталей, технічні вимоги на тверді сплави ГОСТ 4872.

Відхилення розмірів гарячекатаної сталі менше, ніж у кованої, проте застосування заготовок із неї на автоматизованому обладнанні практично неможливо через великі відхилення по зовніш-

ньому діаметру, овальності в межах половини допуску на діаметр і значної кривизни прутків. Цангові затискачі погано втримують заготовки із такої сталі при обробці.

Холоднотягнута (калібрована) сталь характеризується кращою обробкою її поверхні та малими допусками її розмірів; її застосовують при обробці на напівавтоматах та автоматах. Холоднотягнута шліфувана сталь (сріблянка) також використовується на такому обладнанні, крім того припуски будуть мінімальними, оскільки вона не має на поверхні знеуглецьованого шару.

При виборі заготовки слід враховувати наступні рекомендації:

- стержневий інструмент діаметром більше 10 мм слід виготовляти зварним, при чому робочу частину, як правило, виготовляють з гарячекатаної сталі;
- не проектувати оброблення на цангових автоматах при використанні гарячекатаних прутків;
- припуски на токарну обробку повинні обов'язково враховувати зняття знеуглецьованого шару та кривизни заготовки;
- заготовки з прутків з гарячекатаної сталі діаметром до 30 мм не вимагають додаткового прокатування;
- заготовки діаметром до 45 мм можна використовувати без додаткового проковування для інструментів, різальні кромки яких розташовані на периферії, оскільки серцевина зберігає більшу неоднорідність, ніж поверхневі шари;
- заготовки з прутків діаметром більше 50 мм необхідно піддавати куванню, забезпечуючи цим рівномірне розподілення карбідів.

При розрахунку припусків на подальшу механічну обробку слід враховувати, що заготовки перед цим досить часто підлягають правці.

Правка і калібрування прутків та смуг здійснюється для зменшення їх кривизни та підвищення точності їх форми. Правкою зменшують припуск на наступну механічну обробку. Правка і калібрування прутків здійснюється, як правило, на правильно-калібрувальних станах, на яких, крім правки, виконується калібрування по діаметру. Точність правки - 0,5...0,9 мм/м. Для правки прутків діаметром до 40 мм використовують верстати з однією парою роликів, осі яких розміщені з нахилом одна до одної. Точність правки - 0,2...0,7 мм/м.

Правка коротких прутків виконується також на гідравлічних пресах з встановленням прутків на жорсткі призми. Висока продуктивність правки коротких циліндричних заготовок досягається на накатних станах з плоскими плашками. Точність правки - 0,05...0,1 мм/м.

21.4 Приклади розрахунку припусків

21.4.1 Припуски на зовнішню поверхню

Приклад 21.1

Визначити припуски на механічну обробку зовнішньої робочої поверхні свердла $\varnothing 15h8(-0,027)$, параметр шорсткості якої $Rz\ 3,2$ (рис. 21.1).

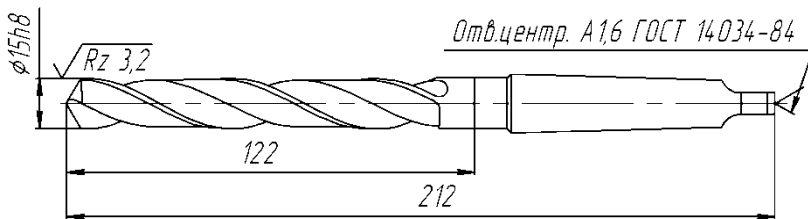


Рис. 21.1. Ескіз свердла

Початкові данні

Свердло складеної конструкції і відповідно до маршрутного технологічного процесу послідовність операцій, пов'язаних з обробкою даної поверхні буде наступна:

- відрізка заготовки робочої частини абразивним кругом із прутка $\varnothing 19$ сортового прокату Р6М5 (прокат сталевий гарячекатаний круглий за ГОСТ 2590, технічні умови за ГОСТ 19265);
- зварювання заготовки з хвостовою частиною (заготовка $\varnothing 20$, отримана із прутка сортового прокату зі сталі 40Х);
- правка заготовки;
- точіння зовнішнього центра на робочій частині;

- чорнове та чистове обточування по зовнішньому діаметру робочої частини свердла (встановлення в центрах з хомутиком повідковим);
- термічна обробка (гартування);
- шліфування (безцентрове) зовнішнього діаметра робочої частини свердла та хвостовика.

Рішення

Механічна обробка заданої поверхні включає в себе наступні операції та переходи обробки заданої поверхні з отриманням відповідних квалітетів точності діаметра поверхні:

- точіння чорнове (12 квалітет);
- точіння чистове (10 квалітет);
- шліфування безцентрове (8 квалітет).

Заготовка

Граничні відхилення діаметра прокату сталевого гарячекатаного круглого зі сталі Р6М5 за ГОСТ 2590 для діаметра 19 мм та високої точності прокату становлять ${}^{+0,1}_{-0,3}$ мм, відповідно допуск на виготовлення заготовки $IT = 400$ мкм.

За ГОСТ 19265 для заготовки різальної частини глибина знеуглецьованого шару на сторону для діаметрів прокату до 20 мм не повинна перевищувати 0,3 мм + 2% від діаметру. Для діаметра прокату 19 мм отримаємо:

$$h = 0,3 + 0,02 \cdot 19 = 0,68 \text{ мм} = 680 \text{ мкм.} \quad (21.14)$$

Шорсткість поверхні прутка за табл. 1 [1, с. 180] складає:

$$R_z = 125 \text{ мкм.} \quad (21.15)$$

Для розрахунку сумарного відхилення розташування необхідно враховувати те, що після відрізання заготовки з прутка буде відбуватись зварювання її з хвостовою частиною з наступною правкою заготовки і утворенням центрального отвору в хвостовій частині.

Сумарне відхилення розташування Δ поверхні для наступної її обробки в центрах складатиметься з:

- зміщення осі поверхні робочої відносно хвостової частини після зварювання;
- залишкової кривизни поверхні після правки звареної заготовки;
- зміщення осі центровочного отвору відносно осі хвостової частини свердла.

При зварюванні допустиме зміщення осі заготовки відповідно до рекомендацій [2, с. 48] складає до $\pm 0,5$ мм для діаметра до 18 мм, до ± 1 мм для діаметра до 30 мм, до $\pm 1,5$ мм для діаметра більше 30 мм. При цьому значення вибирають для більшого з діаметрів прутків, які зварюються.

Для діаметра 20 мм приймаємо величину зміщення осі після зварювання $\Delta_{зв} = 0,6$ мм.

Заготовку після зварювання правлять з забезпеченням кривизни в межах $0,2 \dots 0,7$ мм/м.

Приймаємо кривизну заготовки після правки рівну $0,5$ мм/м ($0,5$ мкм/мм). Тоді для прийнятої загальної довжини звареної заготовки $L = 220$ мм (з урахування орієнтовного припуску на обробку торців 8 мм) відхилення Δ_k буде:

$$\Delta_k = 220 \cdot 0,5 = 110 \text{ мкм.} \quad (21.16)$$

Величина зміщення осі заготовки в результаті похибки центрування $\Delta_{ц}$:

$$\Delta_{ц} = 0,25 \sqrt{IT_d^2 + 1}, \quad (21.17)$$

де IT_d – величина допуску на розмір бази заготовки, яка використовується при centruванні, мм.

За ГОСТ 2590 допуск на діаметр 20 мм заготовки хвостової частини сортового прокату зі сталі 40Х становить $0,5$ мм.

Тоді зміщення осі в результаті похибки центрування при допуску $IT_d = 0,50$ мм на діаметр 20 мм буде:

$$\Delta_{ц} = 0,25 \sqrt{0,5^2 + 1} = 0,28 \text{ мм} = 280 \text{ мкм.} \quad (21.18)$$

Сумарне зміщення осі $\Delta_{зм}$ визначаємо як векторну суму зміщень осі після зварювання $\Delta_{зв}$ та центрування $\Delta_{ц}$:

$$\Delta_{зм} = \sqrt{\Delta_{зв}^2 + \Delta_{ц}^2} = \sqrt{600^2 + 280^2} = 662 \text{ мкм.} \quad (21.19)$$

Аналогічно сумарне значення просторових відхилень поверхні буде:

$$\Delta = \sqrt{\Delta_{к}^2 + \Delta_{зм}^2} = \sqrt{662^2 + 110^2} = 671 \text{ мкм.} \quad (21.20)$$

Похибка установки $\varepsilon = 0$, тому що механічного оброблення зовнішньої поверхні не відбувається.

Точіння чорнове (12 квалітет)

Якість поверхні при чорновому точінні за табл. 5 [1, с. 181] складає:

$$R_z = 63 \text{ мкм}, h = 60 \text{ мкм.} \quad (21.21)$$

Сумарне відхилення розташування після чорнового точіння можна визначити за наближеною формулою (38) [1, с. 189]:

$$\Delta = K_y \cdot \Delta_{заг}, \quad (21.22)$$

де K_y – коефіцієнт уточнення;

$\Delta_{заг}$ – величина сумарного просторового відхилення поверхні заготовки.

Величина сумарного просторового відхилення поверхні заготовки розрахована вище і складає $\Delta_{заг} = 671 \text{ мкм}$.

Для чорнового точіння за табл. 29 [1, с. 190] коефіцієнт уточнення $K_y = 0,06$.

Тоді:

$$\Delta = K_y \cdot \Delta_{заг} = 0,06 \cdot 671 = 40,26 \text{ мкм.} \quad (21.23)$$

Приймаємо $\Delta = 40 \text{ мкм}$.

Оскільки оброблення відбувається в центрах, похибка установки по діаметру $\varepsilon = 0$.

Точіння чистове (10 квалітет)

Якість поверхні при чистовому точінні за табл. 5 [1, с. 181] складає:

$$R_z = 20 \text{ мкм}, h = 30 \text{ мкм.} \quad (21.24)$$

Аналогічно чорновому розточуванню визначаємо сумарне відхилення розташування за формулою (21.22). Проте для чистового точіння за табл. 29 [1, с. 190] коефіцієнт уточнення складає вже $K_y = 0,04$.

Отже отримаємо:

$$\Delta_1 = K_y \cdot \Delta_{\text{заг}} = 0,04 \cdot 671 = 26,84 \text{ мкм.} \quad (21.25)$$

Приймаємо $\Delta_1 = 27 \text{ мкм}$.

Проте наявність наступної термообробки (гартування) в процесі виготовлення призводить до додаткових просторових відхилень, які можуть бути розраховані за формулою, наведеною в [3, с. 26]:

$$\Delta_2 = 0,001 \cdot n \cdot L / (0,1d + 0,3), \quad (21.26)$$

де n – коефіцієнт, який залежить від виду термообробки: $n=1$ – для об'ємного гартування; $n = 0,5$ – при гартуванні струмами високої частоти;

L – довжина заготовки, мм,

d – діаметр заготовки, мм.

Для наших даних $L = 212 \text{ мм}$, $d = 15 \text{ мм}$ та $n = 1$ матимемо:

$$\begin{aligned} \Delta_2 &= 0,001 \cdot n \cdot \frac{L}{0,1d + 0,3} = 0,001 \cdot 1 \cdot \frac{212}{0,1 \cdot 15 + 0,3} = \\ &= 0,118 \text{ мм} = 118 \text{ мкм.} \end{aligned} \quad (21.27)$$

Тоді сумарне відхилення:

$$\Delta = \sqrt{\Delta_2^2 + \Delta_1^2} = \sqrt{118^2 + 27^2} = 121,05 \text{ мкм.} \quad (21.28)$$

Приймаємо $\Delta = 121 \text{ мкм}$.

Шліфування (8 квалітет)

Якість поверхні при шліфуванні за табл. 5 [1, с. 181] складає:

$$Rz = 3,2 \text{ мкм}, h = 6 \text{ мкм}. \quad (21.29)$$

Розрахуємо величини мінімальних припусків для переходів за формулою (21.3):

$$\begin{aligned} 2z_{\text{чорн min}} &= 2 \left(Rz_{i-1} + h_{i-1} + \sqrt{\Delta_{i-1}^2 + \varepsilon_i^2} \right) = \\ &= 2 \left(125 + 680 + \sqrt{671^2} \right) = 2952 \text{ мкм}, \end{aligned} \quad (21.30)$$

$$\begin{aligned} 2z_{\text{чист min}} &= 2 \left(Rz_{i-1} + h_{i-1} + \sqrt{\Delta_{i-1}^2 + \varepsilon_i^2} \right) = \\ &= 2 \left(63 + 60 + \sqrt{40^2} \right) = 326 \text{ мкм}, \end{aligned} \quad (21.31)$$

$$\begin{aligned} 2z_{\text{шліф min}} &= 2 \left(Rz_{i-1} + h_{i-1} + \sqrt{\Delta_{i-1}^2 + \varepsilon_i^2} \right) = \\ &= 2 \left(20 + 30 + \sqrt{121^2} \right) = 342 \text{ мкм}. \end{aligned} \quad (21.32)$$

Розраховані значення вносимо до розрахункової табл. 21.3 і в відповідності до наведеного вище порядку розрахунку визначаємо всі граничні міжперехідні розміри та розміри заготовки.

Табл. 21.3 Розрахунок припусків та міжперехідних розмірів

Технологічні операції та переходи обробки поверхні	Елементи припуску, мкм				Розрахований припуск $2z_{\text{min}}$, мкм	Розрахунковий розмір, мм d_{min} (D_{max})	Допуск на виготовлення IT_d (IT_D), мкм	Прийняті (округлені) розміри для переходу, мм		Отримані граничні значення припусків, мкм	
	Rz_i	h_i	Δ_i	ε_i				$d_{\text{max } i}$ ($D_{\text{max } i}$)	$d_{\text{min } i}$ ($D_{\text{min } i}$)	$2z_{\text{max } i}$	$2z_{\text{min } i}$
Заготовка	125	680	671	-	-	18,593	400	19,00	18,600	-	-
Точіння:											
- чорнове	63	60	40	-	2952	15,641	180	15,880	15,700	3120	2900
- чистове	20	30	121	-	326	15,315	70	15,390	15,320	490	380
Шліфування	3,2	6	-	-	342	14,973	27	15,000	14,973	390	347
Разом:										4000	3627

Перевірка правильності розрахунків

Виконаємо перевірку правильності виконаних розрахунків.

$$\begin{aligned}\sum 2z_{\max i} - \sum 2z_{\min i} &= 4000 - 3627 = 373 \text{ мкм}, \\ IT_{\text{заг}} - IT_{\text{дет}} &= 400 - 27 = 373 \text{ мкм}.\end{aligned}\quad (21.33)$$

Оскільки отримані різниці значень співпадають, розрахунки зроблено правильно. За ГОСТ 2590 приймаємо номінальний розмір заготовки 19 мм, тоді граничні розміри будуть:

$$\begin{aligned}d_{\text{заг max}} &= 19 + 0,1 = 19,1 \text{ мм}, \\ d_{\text{заг min}} &= 19 - 0,3 = 18,7 \text{ мм}.\end{aligned}\quad (21.34)$$

Для цих граничних розмірів заготовки загальні значення припусків будуть:

$$\begin{aligned}2z_{\max} &= 19,1 - 15,0 = 4,1 \text{ мм} = 4100 \text{ мкм}, \\ 2z_{\min} &= 18,7 - 14,973 = 3,727 \text{ мм} = 3727 \text{ мкм}.\end{aligned}\quad (21.35)$$

Схема розташування припусків та міжпереходних розмірів зображено на рис. 21.2.

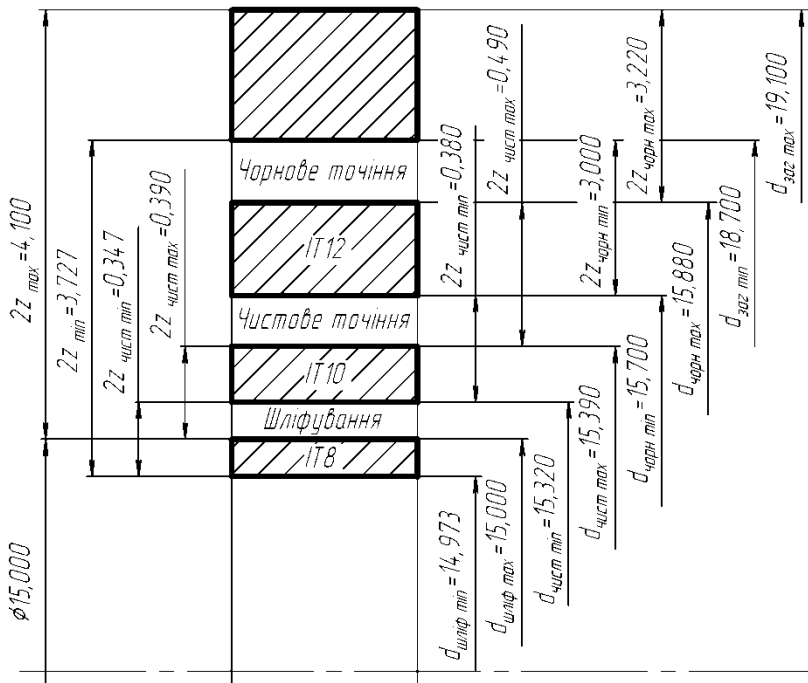


Рис. 21.2 Розташування припусків та міжпереходних розмірів для поверхні $\varnothing 15h8$

21.4.2 Припуски на внутрішню поверхню

Приклад 21.2 (Розрахунок)

Визначити припуски на механічну обробку внутрішньої поверхні корпусу збірної фрези $\varnothing 32H7(+0,025)$, параметр шорсткості якої $Ra\ 0,32$ (рис. 21.3).

Початкові данні

Заготовка отримується відрізанням з прутка прокату. Матеріал заготовки - сталь 40Х. Поверхня обробляється на токарному верстаті при базуванні заготовки по зовнішній поверхні та торцю у самоцентрувальному трикулачковому патроні.

Рішення

Механічна обробка заданої поверхні включає в себе наступні операції та переходи обробки заданої поверхні з отриманням відповідних квалітетів точності діаметра поверхні:

- свердління (12 квалітет);
- чорнове розточування (11 квалітет);
- чистове розточування (9 квалітет);
- шліфування (7 квалітет).

Свердління (12 квалітет)

Якість поверхні після свердління за табл. 27 [1, с. 190] для діапазону діаметрів 18...50 мм складає:

$$Rz = 50\ \mu\text{м}, h = 70\ \mu\text{м}. \quad (21.36)$$

Сумарні відхилення розташування будуть складатися з відхилення уводу свердла $\Delta_{ув}$ при свердлінні та зміщення осі отвору відносно номінального положення $\Delta_{зм}$.

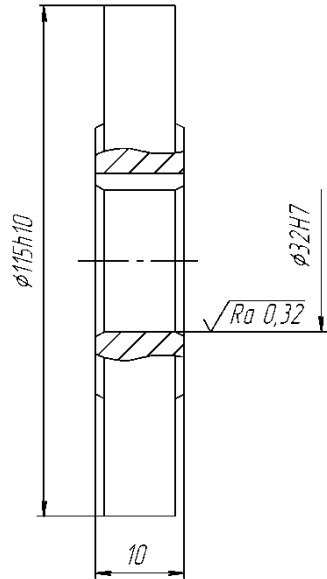


Рис. 21.3. Ескіз фрези

$$\Delta_{yB} = \Delta_y \cdot L, \quad (21.37)$$

де Δ_y – зміщення свердла при свердлінні, мкм/мм;

L – довжина отвору, мм;

Для діапазону діаметрів 18...30 мм величина $\Delta_y = 0,9$ мкм/мм за табл. 28 [1, с. 190]. Тоді:

$$\Delta_{yB} = \Delta_y \cdot L = 0,9 \cdot 10 = 9 \text{ мкм.} \quad (21.38)$$

За тією ж таблицею $\Delta_{3M} = 25$ мкм.

Прийнявши найгірший варіант, тобто коли Δ_{yB} та Δ_{3M} співпадають за напрямком, сумарне відхилення розташування буде:

$$\Delta = \Delta_{yB} + \Delta_{3M} = 9 + 25 = 34 \text{ мкм.} \quad (21.39)$$

Похибка установки при закріпленні в патроні за табл. 13 [1, с. 42] для діапазону зовнішніх діаметрів деталі 80-120 мм в радіальному напрямку складає $\varepsilon = 450$ мкм (беремо як для прутка гарячекатаного підвищеної точності).

Чорнове розточування (11 квалітет)

Якість поверхні при чорновому розточуванні за табл. 5 [1, с. 11] складає:

$$Ra = 6,3 \text{ мкм}, h = 30 \text{ мкм.} \quad (21.40)$$

Для визначення параметра шорсткості Rz можемо скористатися табл. 21.4.

Табл. 21.4. Співвідношення параметрів шорсткості Ra та Rz

Межі зміни Ra , мкм	Rz	Межі зміни Rz , мкм	Ra
$80 \leq Ra \leq 2,5$	$4 Ra$	$320 \leq Rz \leq 10$	$0,25 Rz$
$2,5 < Ra \leq 0,010$	$5 Ra$	$2,5 < Rz \leq 0,010$	$0,2 Rz$

Тоді маємо: $Rz = 4Ra = 4 \cdot 6,3 = 25,2$ мкм.

Приймаємо $Rz = 25$ мкм.

Сумарним відхиленням розташування нехтуємо (воно становило 34 мкм на попередній операції, а після чорнового розточування стане значно менше).

Похибку установки як і для попередньої операції знаходимо за табл. 13 [1, с. 42] і вона складає $\varepsilon = 80$ мкм (беремо як заготовки з вже обробленою базою).

Чистове розточування (9 квалітет)

Якість поверхні при чистовому розточуванні за табл. 5 [1, с. 11] складає:

$$Ra = 3,2 \text{ мкм}, h = 20 \text{ мкм}. \quad (21.41)$$

Для визначення параметра шорсткості Rz скористаємося табл. 21.4.

Маємо: $Rz = 4 \cdot Ra = 4 \cdot 3,2 = 12,8$ мкм.

Приймаємо розрахункову величину $Rz = 13$ мкм.

Похибка установки як і для попереднього переходу складатиме $\varepsilon = 80$ мкм.

Шліфування (7 квалітет)

Якість поверхні при шліфуванні за табл. 5 [1, с. 12] складає:

$$Rz = 1,6 \text{ мкм}, h = 15 \text{ мкм}. \quad (21.42)$$

Похибка установки як і для попередньої операції складатиме $\varepsilon = 80$ мкм.

Розрахуємо величини мінімальних припусків для переходів за формулою (21.3):

$$\begin{aligned} 2z_{\text{чорн розт min}} &= 2 \left(Rz_{i-1} + h_{i-1} + \sqrt{\Delta_{i-1}^2 + \varepsilon_i^2} \right) = \\ &= 2 \left(50 + 70 + \sqrt{34^2 + 80^2} \right) = 414 \text{ мкм}, \end{aligned} \quad (21.43)$$

$$\begin{aligned} 2z_{\text{чист розт min}} &= 2 \left(Rz_{i-1} + h_{i-1} + \sqrt{\Delta_{i-1}^2 + \varepsilon_i^2} \right) = \\ &= 2 \left(25 + 30 + \sqrt{80^2} \right) = 270 \text{ мкм}, \end{aligned} \quad (21.44)$$

$$2z_{\text{шлиф min}} = 2 \left(Rz_{i-1} + h_{i-1} + \sqrt{\Delta_{i-1}^2 + \varepsilon_i^2} \right) =$$

$$= 2 \left(13 + 20 + \sqrt{80^2} \right) = 226 \text{ мкм.} \quad (21.45)$$

Розраховані значення вносимо до розрахункової табл. 21.5 і в відповідності до наведеного вище порядку розрахунку визначаємо всі граничні міжперехідні розміри та розміри заготовки.

Табл. 21.5 Розрахунок припусків та міжперехідних розмірів

Технологічні операції та переходи обробки поверхні	Елементи припуску, мкм				Розрахований припуск $2z_{i \min}$, мкм	Розрахунковий розмір, мм $d_{\min} (D_{\max})$	Допуск на виготовлення $IT_d (IT_D)$, мкм	Прийняті (округлені) розміри для переходу, мм		Отримані граничні значення припусків, мкм	
	Rz_i	h_i	Δ_i	ε_i				$d_{\max i} (D_{\max i})$	$d_{\min i} (D_{\min i})$	$2z_{\max i}$	$2z_{\min i}$
Свердління	50	70	34	450	-	31,115	250	31,000	30,750	-	-
Розточування: - чорнове - чистове	25	30	-	80	414	31,529	160	31,460	31,300	550	460
	13	20	-	80	270	31,799	62	31,762	31,700	400	302
Шліфування	1,6	15	-	80	226	32,025	25	32,025	32,000	300	263
Разом:										1250	1025

Перевірка правильності розрахунків:

$$\sum 2z_{\max i} - \sum 2z_{\min i} = 1250 - 1025 = 225 \text{ мкм,}$$

$$IT_{\text{заг}} - IT_{\text{дет}} = 250 - 25 = 225 \text{ мкм.} \quad (21.46)$$

Оскільки отримані різниці значень співпадають, розрахунки зроблено правильно.

Схема розташування припусків та міжперехідних розмірів зображено на рис.21.4.

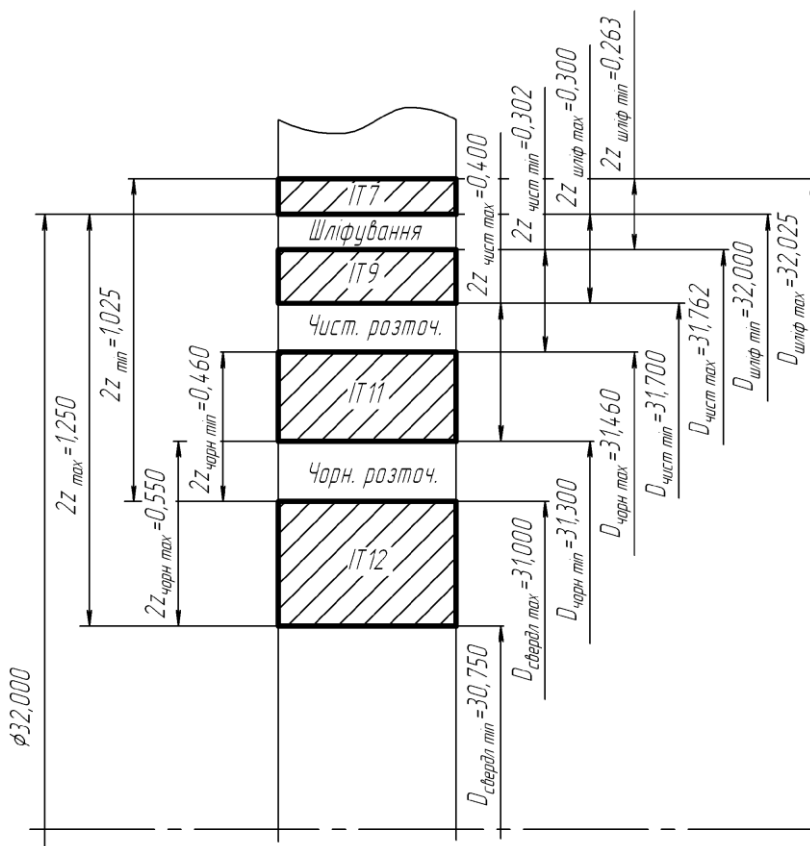


Рис. 21.4 Розташування припусків та міжперехідних розмірів для поверхні $\varnothing 32H7$

Контрольні питання

1. Що таке припуск на обробку?
2. Що таке проміжний припуск на обробку?
3. Що таке загальний припуск на обробку?
4. Які переваги розрахунково-аналітичного методу розрахунку в порівнянні з дослідно-статистичним?
5. Як розраховується величина мінімального проміжного припуску?
6. Чим відрізняється розрахунок припусків для зовнішніх та внутрішніх поверхонь?
7. Який загальний порядок розрахунку припусків?
8. Як розраховуються граничні розміри для кожного технологічного переходу?
9. Які особливості розрахунку припусків для різального інструмента?
10. Як проводиться перевірка правильності розрахунку припусків?

Літератури до розділу

1. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 1/Под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. 656 с., ил.
2. Палей М. М. Технология производства металлорежущих инструментов: Учеб. Пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности «Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты». – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1982. – 256 с., ил.
3. Расчет припусков и межпереходных размеров в машиностроении: Учеб. пособ. для машиностроит. спец. вузов/ Я. М. Радкевич, В. А. Тимирязев, А. Г. Схиртладзе, М. С. Островский; Под ред. В. А. Тимирязева. – 2-е изд., стер. – М.: Высш. шк., 2007. – 272 с.: ил.

Розділ VI

ЗАКРІПЛЕННЯ ЗАГОТОВОК

22 СИЛИ ЗАТИСКУ ЗАГОТОВОК

В машинобудуванні технологічне оснащення має велике значення в удосконаленні виробництва машин. Використання додаткових пристосувань на металорізальних верстатах призводить до підвищення продуктивності та точності обробки, складання та контролю; полегшення умов праці робочих; підвищення безпеки праці та запобігання аварій.

Вибір верстатних пристосувань залежить від багатьох чинників, а саме: форми, габаритних розмірів та технічних вимог, що висуваються до деталей, які оброблюються, а також від програми випуску виробів та типу виробництва.

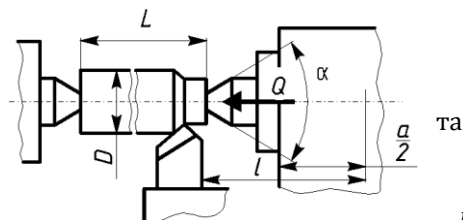
22.1 Обробка на токарних верстатах

22.1.1 Закріплення в центрах

22.1.1.1 Центри звичайні

Галузь застосування

Закріплення у центрах застосовують під час оброблення довгих та не жорстких деталей.



$$P_o = \sqrt{\left(P_y - P_x \frac{D}{2L}\right)^2 + P_z^2 \sin^2 \frac{\alpha}{2}}$$

$$\text{при } \alpha = 60^\circ$$

$$P : P_y : P_x = 1 : 0,45 : 0,35$$

та

$$\frac{D}{L} = \frac{1}{4}$$

$$P_o = 0,54 P_z; Q = (1,3 \dots 1,5) P_o$$

$$\text{або } Q = (0,7 \dots 0,85) P_z$$

- де P_o – результуюча сила, Н;
 P_z – головна складова сили різання, Н;
 P_y – радіальна сила, Н;
 P_x – осьова сила, Н;

- D – діаметр поверхні, що обробляється, мм;
 L – довжина обробки, мм;
 α – кут конуса центру задньої бабки, град.;
 Q – зусилля на штоку силового приводу, Н.

Приклад 22.1

При повздовжньому точінні в центрах заготовки свердла розрахувати зусилля на штоку силового приводу Q , при відомих:

$$\begin{aligned}
 P_z &= 2300 \text{ Н}; & P_y &= 1040 \text{ Н}; & P_x &= 810 \text{ Н}; \\
 D &= 20 \text{ мм}; & L &= 100 \text{ мм}; & \alpha &= 60^\circ.
 \end{aligned}$$

Рішення

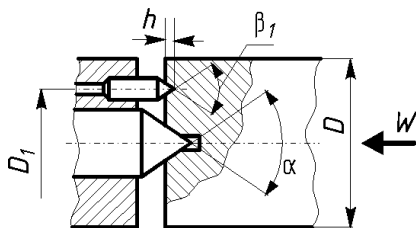
$$\begin{aligned}
 P_0 &= \sqrt{\left(P_y - P_x \frac{D}{2L}\right)^2 + P_z^2 \cdot \sin^2 \frac{\alpha}{2}} = \\
 &= \sqrt{\left(1,04 \cdot 10^3 - 0,81 \cdot 10^3 \frac{20 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 100 \cdot 10^{-3}}\right)^2 + (2,3 \cdot 10^3)^2 \sin^2 \frac{60^\circ}{2}} = \\
 &= 1,626 \text{ кН}
 \end{aligned}$$

$$Q = 1,3P_0 = 1,3 \cdot 1,626 \cdot 10^3 = 2,11 \text{ кН}.$$

22.1.1.2 Центри з повідковим пристроєм

Галузь застосування

Закріплення у з повідковим пристроєм застосовують під час оброблення деталей "напрохід", коли не має можливості закріпити деталі у патроні для передачі крутного моменту.



$$h \geq \sqrt{\frac{P_z D}{D_1 \sigma_T n \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}}}$$

$$Q = \frac{\pi P_z D \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}}{D_1 n}$$

де P_z – головна складова сили різання, Н;

- D – діаметр поверхні, що обробляється, мм;
 D_1 – діаметр оправки, мм;
 n – кількість штирів;
 σ_T – напруження зминання;
 β – кут при вершині повідка, град;
 Q – зусилля на штоку силового приводу, Н.

Приклад 22.2

Розрахувати глибину проникнення штирів h та зусилля на штоку силового приводу Q , при відомих:

$$P_z = 2300; \quad n = 3; \quad \beta = 30^\circ;$$

$$D = 80 \text{ мм}; \quad D_1 = 60; \quad \sigma_T = 210 \text{ МПа}.$$

Рішення

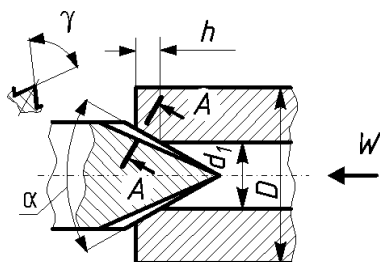
$$h \geq \sqrt{\frac{P_z D}{D_1 \sigma_T n \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}}} = \sqrt{\frac{2,3 \cdot 10^3 \cdot 80 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 10^{-3} \cdot 210 \cdot 10^6 \cdot 3 \operatorname{tg} \frac{30^\circ}{2}}} = 0,0042 \text{ м} = 4,2 \text{ мм};$$

$$Q = \frac{\pi P_z D \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}}{D_1 n} = \frac{3,14 \cdot 2,3 \cdot 10^3 \cdot 80 \cdot 10^{-3} \cdot \operatorname{tg} \frac{30^\circ}{2}}{60 \cdot 10^{-3} \cdot 2} = 1,29 \text{ кН}.$$

22.1.1.3 Центри рифлені

Галузь застосування

Рифлені центри застосовують під час оброблення деталей "напрохід", коли вони мають отвір достатнього розміру для встановлення рифленого центру.



$$h \geq \sqrt{\frac{2 P_z D}{D_1 \sigma_T z \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}}$$

$$Q \geq \frac{2 P_z D \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}}{D_1 \sin \frac{\alpha}{2}}$$

при $\alpha = 60^\circ$, $\gamma = 90^\circ$ та $D = D_1$;

$$Q \geq 4 P_z$$

- де P_z – головна складова сили різання, Н;
 D – діаметр поверхні, що обробляється, мм;

- D_1 – діаметр базової поверхні, мм;
 γ – кут рифлення на конусі, град.;
 σ_T – напруження зминання;
 α – кут рифленого центру, град.;
 z – кількість рифлень;
 Q – зусилля на штоку силового приводу, Н.

Приклад 22.3

Розрахувати глибину проникнення конуса h та зусилля на штоку силового приводу Q , при відомих:

$$\begin{aligned}
 P_z &= 2300 \text{ Н}; & z &= 10; & \alpha &= 60^\circ; \\
 D &= 14 \text{ мм}; & D_1 &= 5 \text{ мм}; & \sigma_T &= 210 \text{ МПа}; \\
 \gamma &= 90^\circ.
 \end{aligned}$$

Рішення

$$\begin{aligned}
 h &\geq \sqrt{\frac{2 P_z D}{D_1 \sigma_T z \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 2,3 \cdot 10^3 \cdot 14 \cdot 10^{-3}}{5 \cdot 10^{-3} \cdot 210 \cdot 10^6 \cdot 10 \operatorname{tg} \frac{30^\circ}{2}}} = 0,005 \text{ м} = \\
 &= 5 \text{ мм};
 \end{aligned}$$

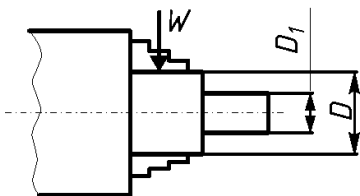
$$Q \geq \frac{2 P_z D \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}}{D_1 \sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{2 \cdot 2,3 \cdot 10^3 \cdot 14 \cdot 10^{-3} \cdot \operatorname{tg} \frac{90^\circ}{2}}{5 \cdot 10^{-3} \cdot \sin \frac{60^\circ}{2}} = 25,76 \text{ кН}.$$

22.1.2 Закріплення в патронах

22.1.2.1 Кулачкові звичайні патрони

Галузь застосування

Закріплення у патроні застосовують під час оброблення деталей які мають місце для "захвату" кулачками патрона. Це можливо, коли деталь не обробляють "напрохід", обточують тільки частково (за довжиною).



$$W = \frac{P_z D_1}{n f D}$$

$$M_{кр} = W n f \frac{D}{2}$$

$$Q_1 = (0,033 \dots 0,017)W$$

- P_z – головна складова сили різання, Н;
 D – діаметр заготовки, мм;
 D_1 – діаметр деталі, мм;
 f – коефіцієнт тертя на робочих поверхнях кулачків
 $(f \approx 0,25 \dots 0,6)$;
 n – кількість кулачків;
 Q_1 – Сила, що прикладена до рукоятки ключа, Н.

Приклад 22.4

При повздовжньому точінні заготовки розрахувати силу, що прикладена до рукоятки ключа Q , силу затиску на кожному кулачку W та крутний момент $M_{кр}$, при відомих:

$$P_z = 230 \text{ Н}; \quad n = 3; \quad f = 0,25;$$

$$D = 14 \text{ мм}; \quad D_1 = 5 \text{ мм}.$$

Рішення

$$W = \frac{P_z D_1}{n f D} = \frac{2,3 \cdot 10^3 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{3 \cdot 0,25 \cdot 14 \cdot 10^{-3}} = 2,3 \text{ кН};$$

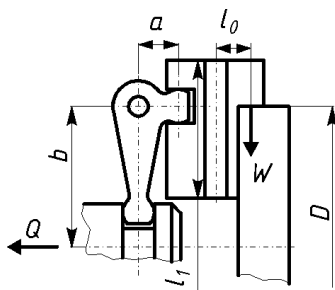
$$M_{кр} = W n f \frac{D}{2} = 2,3 \cdot 10^3 \cdot 3 \cdot 0,25 \frac{14 \cdot 10^{-3}}{2} = 5,75 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$Q = (0,033 \dots 0,017)W = 0,033 \cdot 2,3 \cdot 10^3 = 0,076 \text{ кН}.$$

22.1.2.2 Кулачкові патрони з важільним приводом

Галузь застосування

Оброблення деталей на верстатах, які мають механізований привід закріплення заготовки. Зазвичай це пневматичний пристрій з пневматичним циліндром.



$$W = \frac{P_z D_1}{f n D}$$

$$Q = k n \left(1 + \frac{3l_0}{l_1} f_1\right) \frac{a}{b} W$$

- де P_z – головна складова сили різання, Н;
 D – діаметр поверхні, по якій затискають заготовку, мм;
 D_1 – діаметр поверхні, що обробляють, мм;
 a – мале плече важеля, мм;
 b – велике плече важеля, мм;
 l_1 – довжина напрямних кулачка, мм;
 l_0 – виліт кулачка, мм;
 n – кількість кулачків;
 f – коефіцієнт тертя на робочих поверхнях кулачків ($f \approx 0,25 \dots 0,6$);
 f_1 – коефіцієнт тертя в напрямних кулачка ($f \approx 0,10 \dots 0,15$);
 k – коефіцієнт запасу ($k = 1,2 \dots 1,5$).

Приклад 22.5

При точінні заготовки розрахувати силу, що прикладена до рукоятки ключа Q та силу затиску на кожному кулачку W , при відомих:

$$\begin{aligned} P_z &= 2300 \text{ Н}; & n &= 3; & f &= 0,25; \\ D &= 100 \text{ мм}; & D_1 &= 110 \text{ мм}; & a &= 40 \text{ мм}; \\ b &= 100 \text{ мм}; & l_0 &= 50 \text{ мм}; & l_1 &= 100 \text{ мм}. \\ k &= 1,25; & f_1 &= 0,15; \end{aligned}$$

Рішення

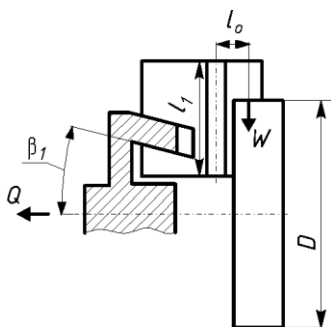
$$W = \frac{P_z D_1}{f n D} = \frac{2,3 \cdot 10^3 \cdot 110 \cdot 10^{-3}}{0,25 \cdot 3 \cdot 100 \cdot 10^{-3}} = 2,79 \text{ кН},$$

$$\begin{aligned}
 Q &= k n \left(1 + \frac{3l_0}{l_1} f_1 \right) \frac{a}{b} W = \\
 &= 1,25 \cdot 3 \cdot \left(1 + \frac{3 \cdot 50 \cdot 10^{-3}}{100 \cdot 10^{-3}} 0,15 \right) \cdot \frac{40 \cdot 10^{-3}}{100 \cdot 10^{-3}} 2,79 \cdot 10^3 = \\
 &= 5,12 \text{ кН}.
 \end{aligned}$$

22.1.2.3 Кулачкові патрони з клиновим приводом

Галузь застосування

Оброблення деталей на верстатах, які мають механізований привід закріплення заготовки. Зазвичай це пневматичний циліндр. Мають малу кількість проміжних елементів.



$$W = \frac{P_z D_1}{n f D}$$

$$Q = 1,05 n \left(1 + \frac{3l_0}{l_1} f_1 \right) \operatorname{tg}(\beta_1 + \varphi) W$$

- де
- P_z – головна складова сили різання, Н;
 - D – діаметр поверхні, по якій затискають заготовку, мм;
 - D_1 – діаметр поверхні, що обробляють, мм;
 - β_1 – кут клину, град.;
 - φ – кут тертя в різьбі, град.;
 - l_1 – довжина напрямних кулачка, мм;
 - l_o – виліт кулачка, мм;
 - n – кількість кулачків;
 - f – коефіцієнт тертя на робочих поверхнях кулачків ($f \approx 0,25 \dots 0,6$);
 - f_1 – коефіцієнт тертя в напрямних кулачка ($f \approx 0,10 \dots 0,15$).

Приклад 22.6

При точінні заготовки розрахувати силу на штоку приводу Q та силу затиску на кожному кулачку W , при відомих:

$$\begin{aligned} P_z &= 2300 \text{ Н}; & n &= 3; & f &= 0,25; \\ D &= 105 \text{ мм}; & D_1 &= 100 \text{ мм}; & \beta_1 &= 20^\circ; \\ \varphi &= 9^\circ; & l_0 &= 50 \text{ мм}; & l_1 &= 100 \text{ мм}; \\ k &= 1,25; & f_1 &= 0,15. \end{aligned}$$

Рішення

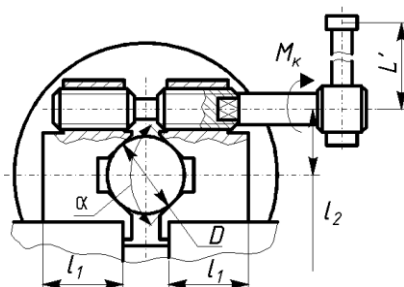
$$W = \frac{P_z D_1}{n f D} = \frac{2,3 \cdot 10^3 \cdot 100 \cdot 10^{-3}}{3 \cdot 0,25 \cdot 105 \cdot 10^{-3}} = 2,9 \text{ кН};$$

$$\begin{aligned} Q &= 1,05 n \left(1 + \frac{3l_0}{l} f_1 \right) \operatorname{tg}(\beta_1 + \varphi) W = \\ &= 1,05 \cdot 3 \left(1 + \frac{3 \cdot 50 \cdot 10^{-3}}{100 \cdot 10^{-3}} 0,15 \right) \operatorname{tg}(20^\circ + 9^\circ) 2,9 \cdot 10^3 = \\ &= 5,43 \text{ кН}. \end{aligned}$$

22.1.2.4 Кулачкові патрони з гвинтовим приводом

Галузь застосування

Одиничне виробництво. Закріпленні великогабаритних деталей. Допускають несиметричне розташування деталі відносно осі шпинделя.



$$W = k P_z \frac{\sin \frac{\alpha}{2} D_1}{2 f D}$$

$$\begin{aligned} M_k &= \\ &= \frac{P_z \sin \frac{\alpha}{2} r_{\text{cep}} \operatorname{tg}(\alpha' + \varphi_1)}{f \left(1 - \frac{3l}{l_1} f_1 \right) \left(1 - \frac{3l_2}{l_1} f_1 \right) \frac{W}{2}} \end{aligned}$$

де P_z – головна складова сили різання, Н;
 D – діаметр поверхні, по якій затискається заготовка, мм;

- D_1 – діаметр поверхні, що обробляється, мм;
 k – коефіцієнт запасу ($k = 1,2 \dots 1,5$);
 l – виліт кулачка, мм;
 l_1 – довжина напрямних кулачка, мм;
 l_2 – відстань між віссю затискного гвинта та повздовжньою віссю призми, мм;
 $r_{\text{сер}}$ – середній радіус різьби гвинта, мм;
 f – коефіцієнт тертя на робочих поверхнях кулачків ($f \approx 0,25 \dots 0,6$);
 f_1 – коефіцієнт тертя в напрямних кулачка ($f \approx 0,10 \dots 0,15$);
 α – кут призми кулачка, град;
 α' – кут підйому різьби гвинта, град;
 φ_1 – кут тертя похилої поверхні клину, град.

Приклад 22.7

При точінні заготовки розрахувати крутний момент M_k та силу затиску на кожному кулачку W , при відомих:

$$\begin{aligned}
 P_z &= 2300 \text{ Н}; & \alpha &= 90^\circ & f &= 0,25; \\
 D &= 110 \text{ мм}; & D_1 &= 100 \text{ мм}; & l_2 &= 100 \text{ мм}; \\
 \varphi_1 &= 10^\circ; & l &= 50 \text{ мм}; & l_1 &= 100 \text{ мм}; \\
 k &= 1,25 & f_1 &= 0,15; & \alpha' &= 2^\circ; \\
 r_{\text{сер}} &= 14,25 \text{ мм}.
 \end{aligned}$$

Рішення

$$W = k P_z \frac{\sin \frac{\alpha}{2} D_1}{2 f D} = 1,25 \cdot 2,3 \cdot 10^3 \frac{\sin \frac{90^\circ}{2} 100 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 0,25 \cdot 110 \cdot 10^{-3}} = 3,6 \text{ кН};$$

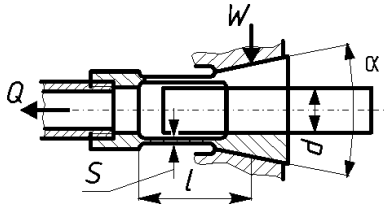
$$\begin{aligned}
 M_k &= \frac{P_z \sin \frac{\alpha}{2} r_{\text{сер}} \operatorname{tg}(\alpha' + \varphi_1)}{f \left(1 - \frac{3l}{l_1} f_1\right) \left(1 - \frac{3l_2}{l_1} f_1\right) \frac{W}{2}} = \\
 &= \frac{2,3 \cdot 10^3 \sin \frac{90^\circ}{2} 14,25 \cdot 10^{-3} \operatorname{tg}(2^\circ + 10^\circ)}{0,25 \cdot \left(1 - \frac{3 \cdot 50 \cdot 10^{-3}}{100 \cdot 10^{-3}} 0,15\right) \left(1 - \frac{3 \cdot 100 \cdot 10^{-3}}{100 \cdot 10^{-3}} 0,15\right) \frac{3,6 \cdot 10^3}{2}} = \\
 &= 0,025 \text{ Н} \cdot \text{м}.
 \end{aligned}$$

22.1.3 Закріплення в цангах

22.1.3.1 Цанговий з затискачем, що тягне

Галузь застосування

Оброблення деталей із прутка на верстатах-автоматах. Від-
різняється підвищеною точністю центрування.



$$Q = \frac{k_2}{\mu} \sqrt{\left(\frac{2M}{D}\right)^2 + P_x^2 \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}$$

де P_x – осьова сила, Н;
 D – діаметр поверхні, по якій затискається заготовка, мм;
 M – момент, що передається цангою, Н · м;
 k_2 – коефіцієнт запасу ($k_2 = 1,2 \dots 1,5$);
 μ – коефіцієнт зчеплення ($\mu = 0,3 \dots 1,0$);
 α – кут призми кулачка;
 φ – кут тертя в різьбі, град.

Приклад 22.8

При точінні заготовки розрахувати зусилля на штоку силового приводу Q , при відомих:

$$\begin{aligned} P_x &= 810 \text{ Н}; & M &= 10 \text{ Н} \cdot \text{м}; & k_2 &= 1,25; \\ D &= 20 \text{ мм}; & \mu &= 0,3; & \alpha &= 30^\circ; \\ \varphi &= 25'. \end{aligned}$$

Рішення

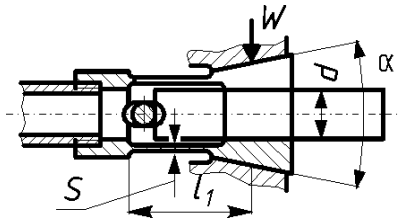
$$Q = \frac{k_2}{\mu} \sqrt{\left(\frac{2M}{D}\right)^2 + P_x^2 \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} =$$

$$= \frac{1,25}{0,3} \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 10}{20 \cdot 10^{-3}}\right)^2 + 810^2 \operatorname{tg}(30^\circ + 25')} = 4,93 \text{ кН.}$$

22.1.3.2 Цанговий з затискачем, що штовхає

Галузь застосування

Оброблення деталей із прутка на верстатах-автоматах. Від-
різняється підвищеною точністю центрування. Має можли-
вість автоматичної подачі нової заготовки (виштовхування).



$$Q = \frac{k_2}{\mu} \sqrt{\left(\frac{2M}{D}\right)^2 + P_x^2 [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + (0,3 \dots 1,0)\mu]}$$

- де P_x – осьова сила, Н;
 D – діаметр поверхні, по якій затискається заготовка, мм;
 M – момент, що передається цангою, Н · м;
 k_2 – коефіцієнт запасу ($k_2 = 1,2 \dots 1,5$);
 μ – коефіцієнт зчеплення ($\mu = 0,3 \dots 1,0$);
 α – кут призми кулачка, град.;
 φ – кут тертя в різьбі, град.

Приклад 22.9

При точінні заготовки розрахувати зусилля на штоку силового приводу Q , при відомих:

$$P_x = 810 \text{ Н}; \quad M = 10 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad k_2 = 1,25;$$

$$D = 20 \text{ мм}; \quad \mu = 0,3; \quad \alpha = 30^\circ;$$

$$\varphi = 25'.$$

Рішення

$$Q = \frac{k_2}{\mu} \sqrt{\left(\frac{2M}{D}\right)^2 + P_x^2 [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + (0,3 \dots 1,0)\mu]} =$$

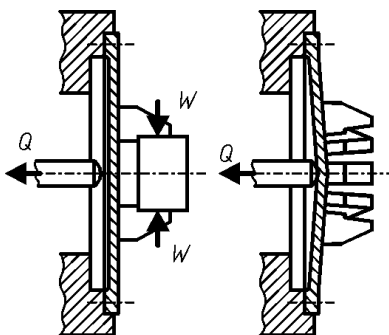
$$= \frac{1,25}{0,3} \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 10}{20 \cdot 10^{-3}}\right)^2 + 810^2 (\operatorname{tg}(30^\circ + 25') + 0,3 \cdot 0,3)} =$$

$$= 5,02 \text{ кН}.$$

22.1.3.3 Мембранні

Галузь застосування

| Оброблення плоских деталей великого діаметра.



$$Q = 1,33 k \operatorname{tg} \beta_1 \frac{M_k}{f R}$$

- де M_k – крутний момент на ключі, Н·мм;
 k – коефіцієнт запасу ($k = 1,2 \dots 1,5$);
 f – коефіцієнт тертя на робочих поверхнях кулачків
 ($f \approx 0,25 \dots 0,6$);
 R – радіус деталі, що затискається, мм;
 β_1 – кут нахилу тарілки у робочому стані, град.

Приклад 22.10

При точінні заготовки розрахувати зусилля на штоку силового приводу Q , при відомих:

$$\begin{aligned} M_k &= 10 \text{ Н} \cdot \text{м}; & k &= 1,25; & f &= 0,25; \\ R &= 50 \text{ мм}; & \beta_1 &= 5^\circ. \end{aligned}$$

Рішення

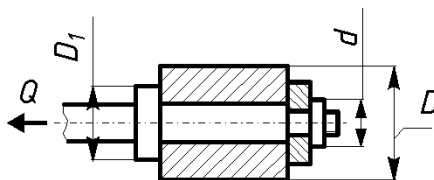
$$Q = 1,33 k \operatorname{tg} \beta_1 \frac{M_k}{f R} = 1,33 \cdot 1,25 \cdot \operatorname{tg} 5^\circ \frac{10}{0,25 \cdot 50 \cdot 10^{-3}} = 0,664 \text{ кН}.$$

22.1.4 Закріплення на оправках

22.1.4.1 Консольна з торцевим затискачем

Галузь застосування

Консольне оброблення деталей в одиничному виробництві. Забезпечує підвищену точність центрування відносно осі посадкового отвору.



$$Q \approx \frac{2 k P_z D}{(D_1 + d) f}$$

$$k = 1,5 \dots 2,5; f = 0,1 \dots 0,15$$

- де
- P_z – головна складова сили різання, Н;
 - D – діаметр поверхні, що обробляється, мм;
 - D_1 – діаметр упорного бурта, мм;
 - d – діаметр оправки, мм;
 - f – коефіцієнт тертя ($f \approx 0,25 \dots 0,6$);
 - k – коефіцієнт запасу ($k = 1,2 \dots 1,5$);
 - Q – сила, що прикладена до затискної тязі, Н.

Приклад 22.11

При точінні заготовки розрахувати силу, що прикладена до затискної тязі Q , при відомих:

$$\begin{aligned} P_z &= 2300 \text{ Н}; & k &= 1,25; & f &= 0,25; \\ D &= 50 \text{ мм}; & D_1 &= 45 \text{ мм}; & d &= 16 \text{ мм}. \end{aligned}$$

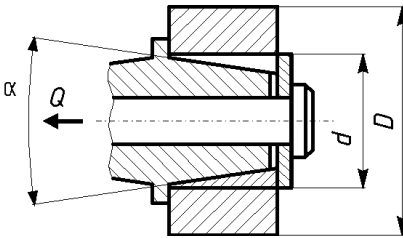
Рішення

$$Q \approx \frac{2 k P_z D}{(D_1 + d)f} \approx \frac{2 \cdot 1,25 \cdot 2,3 \cdot 10^3}{(45 \cdot 10^{-3} + 16 \cdot 10^{-3})0,25} = 8,2 \text{ кН.}$$

22.1.4.2 Консольна з розрізною втулкою

Галузь застосування

Оброблення деталей в одиничному та малосерійному виробництві. Забезпечує підвищену точність базування відносно посадкового отвору.



$$Q = \frac{k P_z D}{f d} \left[\operatorname{tg} \left(\frac{\alpha}{2} + \varphi \right) + f_1 \right]$$

$\varphi \approx 5^\circ 43'$;
 $f_1 = 0,15 \dots 0,2$;
 $k = 1,5 \dots 2,5$

- де P_z – головна складова сили різання, Н;
 D – діаметр поверхні, що обробляють, мм;
 d – діаметр оправки, мм;
 k – коефіцієнт запасу ($k = 1,2 \dots 1,5$);
 f_1 – коефіцієнт тертя ($f_1 \approx 0,10 \dots 0,15$);
 f – коефіцієнт тертя ($f \approx 0,25 \dots 0,6$);
 α – кут конуса оправки, град.;
 φ – кут тертя на поверхні контакту оправки та розрізної втулки, град.;
 Q – сила, що прикладена до затискної тязі, Н.

Приклад 22.12

При точінні заготовки розрахувати силу, що прикладена до затискної тязі Q , при відомих:

$$\begin{aligned} P_z &= 2300 \text{ Н}; & \alpha &= 60^\circ; & f &= 0,25; \\ D &= 75 \text{ мм}; & \varphi &= 5^\circ; & d &= 32 \text{ мм}; \\ f_1 &= 0,15; & k &= 1,25. \end{aligned}$$

Рішення

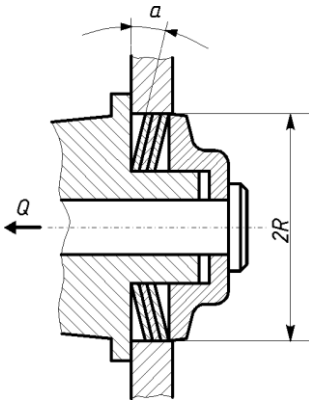
$$Q = \frac{k P_z D}{f d} \left[\operatorname{tg} \left(\frac{\alpha}{2} + \varphi \right) + f_1 \right] =$$

$$= \frac{1,25 \cdot 2,3 \cdot 10^3 \cdot 75 \cdot 10^{-3}}{0,25 \cdot 32 \cdot 10^{-3}} \left[\operatorname{tg} \left(\frac{60^\circ}{2} + 5^\circ \right) + 0,15 \right] = 22,9 \text{ кН.}$$

22.1.4.3 Консольна з тарілчастими пружинами

Галузь застосування

Оброблення деталей з centruванням по посадковому отвору. Забезпечує підвищену точність centruвання.



$$Q = 1,33 k \operatorname{tg} \alpha \frac{M_k}{f R};$$

$$M_k = \frac{f R 0,75 Q}{\operatorname{tg} \alpha};$$

$$f = 0,1 \dots 0,12;$$

$$\alpha \approx 10^\circ$$

- де M_k – крутний момент від сили P_z , Н · мм;
 k – коефіцієнт запасу ($k = 1,2 \dots 1,5$);
 f – коефіцієнт тертя ($f \approx 0,1 \dots 0,12$);
 R – радіус установочної поверхні тарілчастої пружини, мм;
 α – кут конуса оправки, град.;
 Q – сила, що прикладена до затискної тязі, Н.

Приклад 22.13

При точінні заготовки розрахувати силу, що прикладена до затискної тязі Q , при відомих:

$$M_k = 10 \text{ Н}; \quad \alpha = 15^\circ; \quad f = 0,25;$$

$$R = 50 \text{ мм}; \quad k = 1,25.$$

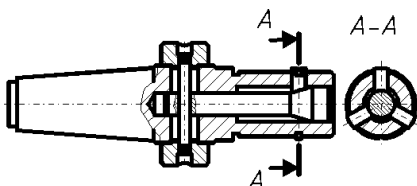
Рішення

$$Q = 1,33 k \operatorname{tg} \alpha \frac{M_k}{f R} = 1,33 \cdot 1,25 \cdot \operatorname{tg} 15^\circ \frac{10}{0,1 \cdot 50 \cdot 10^{-3}} = 0,89 \text{ кН}.$$

22.1.4.4 Консольна клиноплунжерна

Галузь застосування

Оброблення деталей, що мають центруватись по отвору. Забезпечує достатньо високу точність центрування, але доцільно використовувати тільки під час чистового оброблення з малими зусиллями різання.



$$Q = \frac{k P_z D}{f d} \cdot \frac{\cos \varphi \sin(\alpha_1 + \varphi_1)}{\cos(\alpha_1 + 2\varphi_1)};$$

$$k = 1,25 \dots 2,5 \quad f = 0,25 \dots 0,5;$$

- де
- P_z – головна складова сили різання, Н;
 - D – діаметр поверхні, що обробляють, мм;
 - d – діаметр оправки, мм;
 - k – коефіцієнт запасу ($k = 1,2 \dots 1,5$);
 - f – коефіцієнт тертя ($f = 0,25 \dots 0,5$);
 - α_1 – кут нахилу робочої поверхні плунжера, град.;
 - φ – кут тертя на поверхні контакту оправки та розрізної втулки, град.;
 - φ_1 – кут тертя на похилій поверхні плунжера, град.;
 - Q – сила, що прикладена до затискної тязі, Н.

Приклад 22.14

При точінні заготовки розрахувати силу, що прикладена до затискної тязі Q , при відомих:

$$P_z = 2300 \text{ Н}; \quad \alpha_1 = 15^\circ; \quad f = 0,25;$$

$$D = 60 \text{ мм}; \quad \varphi_1 = 3^\circ; \quad d = 40 \text{ мм};$$

$$k = 1,25; \quad \varphi = 7^\circ.$$

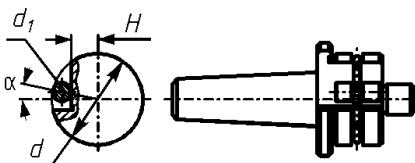
Рішення

$$Q = \frac{k P_z D}{f d} \cdot \frac{\cos \varphi \sin(\alpha_1 + \varphi_1)}{\cos(\alpha_1 + 2\varphi_1)} = \frac{1,25 \cdot 2,3 \cdot 10^3}{0,25 \cdot 40 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{\cos 7^\circ \sin(15^\circ + 3^\circ)}{\cos(15^\circ + 2 \cdot 3^\circ)} = 0,095 \text{ кН.}$$

22.1.4.5 Консольна роликова

Галузь застосування

Оброблення деталей, що мають посадковий отвір та малу товщину. Це "самозатискна" конструкція з елементом авто-сатизації.



$$Q = \frac{P_z}{n \operatorname{tg} \alpha_2};$$

$$\alpha_2 = 4 \dots 7^\circ$$

$$H = 0,992 \frac{d}{2} - 0,996 d_1 = 0,496(d - d_1) - 0,5 d_1;$$

$$\sigma_{3M} = 0,418 \sqrt{\frac{QE}{Lr}} \leq [\sigma] \text{ Н/мм}^2;$$

$$d_1 = (0,25 \dots 0,3)d;$$

$$L \geq 1,5d;$$

- де P_z – головна складова сили різання, Н;
 d_1 – діаметр ролика, мм;
 d – діаметр оправки, мм;
 n – кількість роликів в оправці;
 α_2 – кут заклинювання, град.;
 E – модуль пружності, Н/мм²;
 L – довжина ролика, мм;
 r – радіус ролика, мм;
 H – відстань від центру оправки до базової поверхні встановлення ролика, мм;
 Q – сила, що прикладена до затискної тязі, Н.

Приклад 22.15

При точінні заготовки розрахувати силу, що прикладена до затискної тязі Q , при відомих:

$$\begin{aligned} P_z &= 1200 \text{ Н}; & \alpha_2 &= 5^\circ; & n &= 3; \\ r &= 2,5 \text{ мм}; & L &= 45 \text{ мм}; & E &= 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}; \\ [\sigma] &= 650 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Рішення

$$H = 0,992 \frac{d}{2} - 0,996 d_1 = 0,992 \frac{30 \cdot 10^{-3}}{2} - 0,996 \cdot 8 \cdot 10^{-3} = 6,91 \text{ мм};$$

$$Q = \frac{P_z}{n \operatorname{tg} \alpha_2} = \frac{1,2 \cdot 10^3}{3 \cdot \operatorname{tg} 5^\circ} = 4,62 \text{ кН};$$

$$\sigma_{3\text{м}} = 0,418 \sqrt{\frac{Q E}{L r}} = 0,418 \sqrt{\frac{4,62 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 10^{11}}{45 \cdot 10^{-3} \cdot 2,5 \cdot 10^{-3}}} = 120 \text{ МПа}$$

22.2 Обробка на свердлильних верстатах

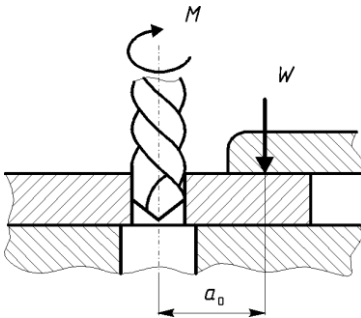
22.2.1 Кріплення на площині прихватами

Галузь застосування

Оброблення деталей в одиничному виробництві. Має той недолік, що центрування деталі необхідно виконувати "вручну", що призводить до значних похибок.

Для підвищення точності базування потребує встановлення додаткових упорів.

Застосовуються у випадках невеликої точності оброблення.



$$W = \frac{k M}{f a_0}$$

- де M – крутний момент на свердлі, Н·мм;
 k – коефіцієнт запасу ($k = 1,2 \dots 1,5$);
 f – коефіцієнт тертя на робочих поверхнях затискачів (для гладких поверхонь $f = 0,25$; з хрестоподібними канавками $f = 0,45$);
 a_0 – відстань від вісі свердла до вісі прихвата, мм;
 W – сила затиску, Н.

Приклад 22.16

При свердлінні отвору в корпусі торцевої фрези розрахувати силу затиску W , при відомих:

$$M = 64 \text{ Н} \cdot \text{мм}; \quad a_0 = 55 \text{ мм}; \quad k = 1,25; \\ f = 0,25.$$

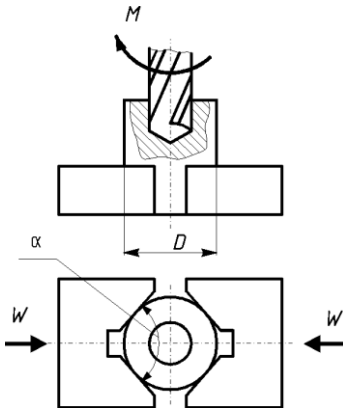
Рішення

$$W = \frac{k M}{f a_0} = \frac{1,25 \cdot 64}{0,25 \cdot 55 \cdot 10^{-3}} = 5,82 \text{ кН.}$$

22.2.2 Кріплення в призмах

Галузь застосування

Застосовується у серійному виробництві. Забезпечує відносно малі похибки центрування. Допускає значні зусилля різання.



$$W = \frac{k M \sin \frac{\alpha}{2}}{f D};$$

- де M – крутний момент на свердлі, Н · м;
 k – коефіцієнт запасу ($k = 1,2 \dots 1,5$);
 D – діаметр базової поверхні, мм;
 f – коефіцієнт тертя на робочих поверхнях затискачів (для гладких поверхонь $f = 0,25$; з хрестоподібними канавками $f = 0,45$);
 α – кут призми, град.;
 W – сила затиску, Н.

Приклад 22.17

При свердлінні отвору в корпусі торцевої фрези розрахувати силу затиску W , при відомих:

$$\begin{aligned} M &= 64 \text{ Н} \cdot \text{м} & \alpha &= 90^\circ; & k &= 1,25; \\ f &= 0,25; & D &= 75 \text{ мм.} \end{aligned}$$

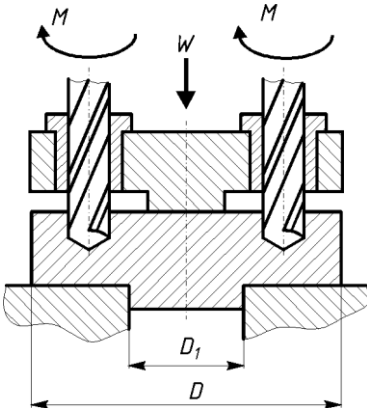
Рішення

$$W = \frac{k M \sin \frac{\alpha}{2}}{f D} = \frac{1,25 \cdot 64 \cdot \sin \frac{90^\circ}{2}}{0,25 \cdot 75 \cdot 10^{-3}} = 3,01 \text{ кН.}$$

22.2.3 Торцеве кріплення у накладному кондукторі

Галузь застосування

Серійне та масове виробництво. Забезпечує високу точність розташування осі обробленого отвору в поєднання з елементами авторизації закріплення заготовки.



$$W = \frac{M k n}{\frac{1}{3} \left(f \frac{D^3 - D_1^3}{D^2 - D_1^2} \right)};$$

- де M – крутний момент на свердлі, Н · м;
 k – коефіцієнт запасу ($k = 1,2 \dots 1,5$);
 D_1 – діаметр базового виступу, мм;
 D – діаметр базової поверхні, мм;
 f – коефіцієнт тертя на робочих поверхнях затискачів (для гладких поверхонь $f = 0,25$; з хрестоподібними канавками $f = 0,45$);
 n – кількість одночасно працюючих свердел;
 W – сила затиску, Н.

Приклад 22.18

При свердлінні отвору в корпусі торцевої фрези розрахувати силу затиску W , при відомих:

$$M=64 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad D = 75 \text{ мм}; \quad k = 1,25;$$

$$f = 0,25; \quad D_1 = 35 \text{ мм}; \quad n = 2.$$

Рішення

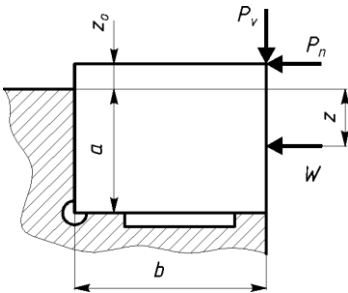
$$W = \frac{M k n}{\frac{1}{3} \left(f \frac{D^3 - D_1^3}{D^2 - D_1^2} \right)} = \frac{64 \cdot 1,25 \cdot 2}{\frac{1}{3} \left(0,075^3 - 0,035^3 \right)} = 22,19 \text{ кН}.$$

22.3 Обробка на фрезерних верстатах

22.3.1 Кріплення боковими затискачами

Галузь застосування

Звичайне закріплення заготовок "в упор" на фрезерних верстатах.



$$W = k \frac{P_v(b + a f) + P_n z_0}{a f^2 + b f + z}$$

(напрямок подачі перпендикулярний площині губок);

$$Q = \frac{k P_n}{2 f}$$

($f = 0,45$, напрямок подачі паралельний площині губок)

- де P_v – вертикальна складова сили різання, Н;
 P_n – горизонтальна складова сили різання, Н;
 k – коефіцієнт запасу ($k = 1,2 \dots 1,5$);
 коефіцієнт тертя на робочих поверхнях затискачів
 f – (для гладких поверхонь $f = 0,25$; з хрестоподібними канавками $f = 0,45$);
 a – глибина базової поверхні, мм;
 b – довжина базової поверхні, мм;
 z – відстань від поверхні упору до точки прикладання сили, мм;
 z_0 – відстань між поверхнями упору та деталі, мм;
 W – сила затиску, Н.

Приклад 22.19

При фрезеруванні корпусу торцевої фрези розрахувати силу затиску W , при відомих:

$$\begin{aligned} P_v &= 5000 \text{ Н}; & P_n &= 2000 \text{ Н}; & f &= 0,25; \\ k &= 1,25; & z &= 10 \text{ мм}; & a &= 20 \text{ мм}; \\ b &= 50 \text{ мм}; & z_0 &= 5 \text{ мм}. \end{aligned}$$

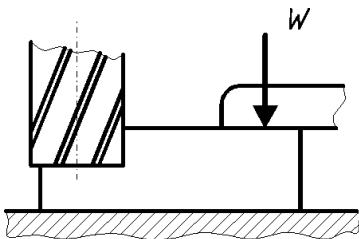
Рішення

$$\begin{aligned} W &= k \frac{P_v (b + a f) + P_n z_0}{a f^2 + b f + z} = \\ &= 1,25 \frac{5 \cdot 10^3 (50 \cdot 10^{-3} + 20 \cdot 10^{-3} \cdot 0,25)}{20 \cdot 10^{-3} \cdot 0,25^2 + 50 \cdot 10^{-3} \cdot 0,25 + 10 \cdot 10^{-3}} = \\ &= 14,89 \text{ кН}. \end{aligned}$$

22.3.2 Кріплення на площині прихватами

Галузь застосування

"Вільне" закріплення заготовки на столі фрезерного верста-
та. Позиціонування деталі відносно інструмента тільки за
допомогою переміщення всього стола верстака.



$$W = \frac{k}{f} \sqrt{P_v^2 + P_n^2}$$

- де P_v – вертикальна складова сили різання, Н;
 P_n – горизонтальна складова сили різання, Н;
 k – коефіцієнт запасу ($k = 1,2 \dots 1,5$);
коефіцієнт тертя на робочих поверхнях затискувачів
 f – (для гладких поверхонь $f = 0,25$; з хрестоподібни-
ми канавками $f = 0,45$);
 W – сила затиску, Н.

Приклад 22.20

При фрезеруванні корпусу торцевої фрези розрахувати силу затиску W , при відомих:

$$P_v = 5000 \text{ Н}; \quad P_n = 2000 \text{ Н}; \quad f = 0,25; \\ k = 1,25.$$

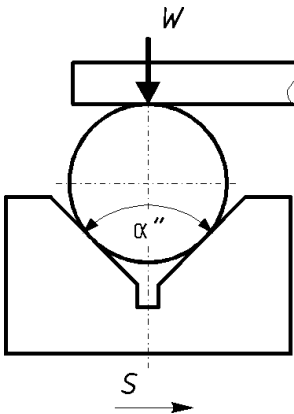
Рішення

$$W = \frac{k}{f} \sqrt{P_v^2 + P_n^2} = \frac{1,25}{0,25} \sqrt{(5 \cdot 10^3)^2 + (2 \cdot 10^3)^2} = 26,9 \text{ кН}$$

22.3.3 Кріплення на площині прихватами

Галузь застосування

Фрезерування лисок на круглих деталях. Має малу похибку центрування відносно пазу призми.



$$W = \frac{k \sin \frac{\alpha''}{2}}{f} \sqrt{P_z^2 + P_y^2 + P_x^2}$$

- де P_z – головна складова сили різання, Н;
 P_y – радіальна сила, Н;
 P_x – осьова сила, Н;
 k – коефіцієнт запасу ($k = 1,2 \dots 1,5$);
коефіцієнт тертя на робочих поверхнях затискачів
 f – (для гладких поверхонь $f = 0,25$; з хрестоподібними канавками $f = 0,45$);

α'' – кут призми, град.;
 W – сила затиску, Н.

Приклад 22.21

При фрезеруванні корпусу торцевої фрези розрахувати силу затиску W , при відомих:

$$P_z = 2300 \text{ Н}; \quad P_y = 1040 \text{ Н}; \quad f = 0,25;$$

$$k = 1,25; \quad P_x = 810 \text{ Н}; \quad \alpha'' = 90^\circ.$$

Рішення

$$W = \frac{k \sin \frac{\alpha''}{2}}{f} \sqrt{P_z^2 + P_y^2 + P_x^2} =$$

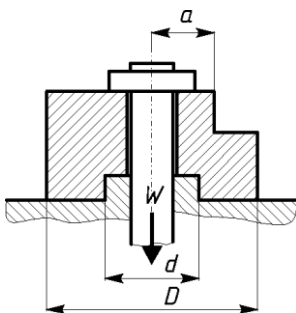
$$= \frac{1,25 \cdot \sin \frac{90^\circ}{2}}{0,25} \sqrt{(2,3 \cdot 10^3)^2 + (1,04 \cdot 10^3)^2 + (0,81 \cdot 10^3)^2} =$$

$$= 9,38 \text{ кН}.$$

22.3.4 Кріплення центральним торцевим затискачем

Галузь застосування

Закріплення великогабаритних деталей через отвір. Забезпечує малі похибки позиціонування.



$$W = \frac{ka\sqrt{P_1^2 + P_2^2}}{\frac{1}{3}f \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}}$$

де P_v – вертикальна складова сили різання, Н;
 P_n – горизонтальна складова сили різання, Н;
 a – відстань від осі свердла до осі прихвата, мм;
 k – коефіцієнт запасу ($k = 1,2 \dots 1,5$);
 коефіцієнт тертя на робочих поверхнях затискачів

- f – (для гладких поверхонь $f = 0,25$; з хрестоподібними канавками $f = 0,45$);
 D – діаметр базової поверхні, мм;
 d – діаметр базового пальця, мм;
 W – сила затиску, Н.

Приклад 22.22

При фрезеруванні корпусу торцевої фрези розрахувати силу затиску W , при відомих:

$$\begin{aligned}
 P_v &= 5000 \text{ Н}; & P_n &= 2000 \text{ Н}; & f &= 0,25; \\
 k &= 1,25; & D &= 150 \text{ мм}; & d &= 5 \text{ мм}; \\
 a &= 62 \text{ мм}.
 \end{aligned}$$

Рішення

$$\begin{aligned}
 W &= \frac{k a \sqrt{P_v^2 + P_n^2}}{\frac{1}{3} f \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}} = \frac{1,25 \cdot 62 \cdot 10^{-3} \sqrt{(5 \cdot 10^3)^2 + (2 \cdot 10^3)^2}}{\frac{1}{3} \cdot 0,25 \cdot \frac{(150 \cdot 10^{-3})^3 + (50 \cdot 10^{-3})^3}{(150 \cdot 10^{-3})^2 + (50 \cdot 10^{-3})^2}} = \\
 &= 30,97 \text{ кН}.
 \end{aligned}$$

Контрольні питання

1. Чому дорівнює коефіцієнт запасу міцності для верстатних пристроїв?
2. У чому полягає перевага цанг?
3. В яких випадках застосування цанг є доцільним?
4. Що є більш надійним, механічне кріплення чи пневматичне?
5. В яких випадках є доцільним застосування кондукторних втулок?
6. Що таке кут тертя?
7. Що таке коефіцієнт тертя?
8. Як розрахувати кут тертя знаючи коефіцієнт тертя?
9. Чи впливає діаметр деталі на зусилля різання?
10. Які параметри найбільше впливають на зусилля різання?

Література до розділу

1. Малов А. Н. Краткий справочник металлиста / А. Н. Малов, А. И. Якушев, В. П. Законников. – М.: Машиностроение, 1971. – 767 с.
2. Баранчиков В. И. Справочник конструктора-инструментальщика / В. И. Баранчиков, Г. В. Боровский, В. А. Гречишников. – М.: Машиностроение, 1994. – 560 с.

ДОДАТКИ

Табл. Д.1. Співвідношення одиниць

Величина	Одиниця	Співвідношення
Сила	Кілограм-сила	1 кгс = 9,81 Н
Момент сили	Кілограм-сила-метр	1 кгс · м ≈ 10 Н · м
	Кілограм-сила-сантиметр	1 кгс · см ≈ 0,1 Н · м
Тиск	Кілограм-сила на квадратний сантиметр	$1 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} \approx 10^5 \text{ Па}$
Механічне напруження	Кілограм-сила на квадратний міліметр	$1 \frac{\text{кгс}}{\text{мм}^2} \approx 10 \text{ МПа}$
Плоский кут	Градус	$1^\circ = \pi/180 \text{ рад}$
	Хвилина	$1' = \pi/10800 \text{ рад}$
	Секунда	$1'' = \pi/648000 \text{ рад}$

Табл. Д.2. Шорсткість

Ra , мкм	Rz , мкм
80...50	320...200
40...25	160...100
20...12,5	80...50
10...6,3	40...25
5...3,2	20...12,5
2,5...1,6	10...8,0
1,25...0,8	6,3...4,0
0,63...0,4	3,2...2,0
0,32...0,20	1,6...1,0
0,16...0,10	0,8...0,5
0,08...0,05	0,4...0,25
0,040...0,025	0,2...0,125
0,020...0,0125	0,10...0,063
0,010...0,008	0,05...0,025

Література

1. Звягольский Ю. С. Технология производства режущего инструмента / Ю. С. Звягольский, В. Г. Солоненко, А. Г. Схиртладзе. – М: ВАМ, 2012. – 248 с.
2. Зубарев Ю. М. Основы резания металлов и режущий инструмент / Ю. М. Зубарев. – М: ВАМ, 2018. – 324 с.
3. Кирсанов Г. П. Руководство по курсовому проектированию металлорежущих инструментов / Г. П. Кирсанов. – М: Машиностроение, 1986. – 258 с.
4. Сахаров Г. Н. Металлорежущие инструменты / Г. Н. Сахаров. – М: Машиностроение, 1989. – 480 с.
5. Семенченко И. И. Проектирование металлорежущих инструментов / И. И. Семенченко, В. М. Матюшин, Г. Н. Сахаров. – М: Машгиз, 1963. – 864 с.
6. Формообразование и режущие инструменты / А. А. Овсеенко, Д. Клауч, С. Кирсанов, Ю. Максимов. – М: Форум, 2010. – 416 с.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
“КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені Ігоря Сікорського”

Електронне мережеве навчальне видання

ПРОЕКТУВАННЯ ТА ТЕХНОЛОГІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ
ІНСТРУМЕНТАЛЬНИХ СИСТЕМ
ІНЖЕНЕРНОГО ДИЗАЙНУ
Частина I

Солодкий Валерій Іванович, канд. техн. наук, доц.
Адаменко Юрій Іванович, канд. техн. наук, доц.
Вовк Вячеслав Володимирович, канд. техн. наук, доц.
Мініцька Наталія Валентинівна, канд. техн. наук, доц.

Київ – КПІ ім. Ігоря Сікорського – 2020